



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

MIKKO HAIKKA  
HYDRAULISYLINTERIN VIKAANTUMISMEKANISMIT JA  
ELINAJAN ENNUSTAMINEN  
Diplomityö

Tarkastaja: professori Jari Rinkinen  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Teknisten tieteiden tiedekunta-  
neuvoston kokouksessa 5.  
maaliskuuta 2014

## TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Automaatiotekniikan koulutusohjelma

**HAIKKA; MIKKO:** Hydraulisyylinterin vikaantumismekanismit ja elinajan ennustaminen

Diplomityö, 68 sivua, 4 liitesivua

Kesäkuu 2014

Pääaine: Hydrauliiikka ja automatiikka, hydraulitekniikka

Tarkastaja: professori Jari Rinkinen

Avainsanat: Hydraulisyylinteri, vikaantumismekanismit, vikaantumissanasto, elinaika

Tämän työn tarkoituksena on tutkia hydraulisyylinterien vikaantumismekanismeja. Niiden pohjalta on tavoitteena luoda yksiselitteinen vikaantumissanasto sekä sylinterin vikaantumismalli, jonka avulla olisi mahdollista ennustaa sylinterin elinaika. Tarkoituksena on myös tutkia ja kokeilla Yhdysvaltojen laivaston tutkimuskeskuksen luomia NSCW 11 –vikaantumismalleja mekaanisille laitteille.

Työ koostuu kahdesta osasta: Teoriaosuudessa esitellään hydraulisyylinterin eri osat, eri sylinterityypit sekä eri rakennetyypit. Tarkoituksena on myös etsiä artikkeleita ja tutkimuksia eri vikaantumismekanismeista, sekä elinajan ennustuksia ja vikaantumismalleja sylinterien elinajasta. Toisessa osassa haastatellaan sylinterin valmistajia, loppukäyttäjiä ja tiivistinmyyjää. Näiden haastattelujen pohjalta tarkoituksena on luoda vikaantumissanasto. Haastattelujen tietoa on tarkoitus käyttää myös vikaantumismallin luomiseen. Haastatteluiden lisäksi vikaantumistietoa kerätään valmistajien takuutietokannoista. Sen lisäksi erään valmistajan testisyylinterin mittaustuloksien avulla lasketaan NSCW-11 mallin mukainen vikaantumistaajuus ja verrataan sitä testissa esiintyneisiin tuloksiin. Samalla on myös tarkoitus arvioida NSCW-11 mallin luotettavuutta ja tarkkuutta.

Työn aikana todettiin hydraulisyylinterillä olevan monia eri vikaantumismekanismeja. Näiden vikaantumistaajuuksien huomattiin olevan paljon riippuvaisia itse sovelluksesta ja käyttöympäristöstä. Myöskään valmistajilta ja käyttäjiltä kerätyssä datassa ei ollut tarkkoja sylinterien elinaikoja, joten tarkkaa vikaantumismallia ei näiden tietojen pohjalta voinut luoda. Tarkan vikaantumismallin sijasta pohditiin sylinterin elinaikaan vaikuttavia tekijöitä ja kuinka niihin olisi mahdollista vaikuttaa. Suunnitelun tärkeydellä todettiin olevan tärkeä merkitys sylinterin elinaikaan. Suunnittelussa olisi tärkeää tietää mahdollisimman tarkasti käyttöympäristö sekä itse sovelluksessa sylinteriin vaikuttavat voimat. Tällöin voidaan rakenne suunnitella mahdollisimman kestäväksi sekä valita oikeanlainen tiivistin, jolloin monissa sovelluksissa on mahdollista pidentää sylinterin elinaikaa.

## ABSTRACT

TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree Programme in Automation Engineering

**HAIKKA, MIKKO:** Failure mechanisms and lifetime prediction of hydraulic cylinder

Master of Science Thesis, 68 pages, 4 Appendix pages

June 2014

Major: Hydraulics and Automation, Hydraulics

Examiner: Professor Jari Rinkinen

Keywords: Hydraulic cylinder, failure mechanisms, failure vocabulary, lifetime

The goal of this thesis is researching failure mechanisms of hydraulic cylinder. Based on this researching, the goal is to create failure vocabulary and fault model of cylinder, which could be used predict lifetime of hydraulic cylinder. Also a goal is to research and test NSCW-11 fault model to mechanical equipment created by United State Navy.

The thesis consists of two parts; in theory part are presented parts of cylinder, different cylinder types and construction types. Also as an achievement is to find articles and studies about failure mechanisms and life age predictions of hydraulic cylinder. In second part two cylinder producers, users and a sealing seller are interviewed. The collected data is meant to create failure vocabulary. It is also used creating a fault model. The data are collected also from warranty information of companies. NSCW-11 fault mode is used to calculate a cylinder failure rate, which a cylinder manufacturer has used as a test cylinder. The failure rate is compared to results find out from cylinder test. Simultaneously the reliability and accuracy of NSCW-11 fault model is estimated.

In this work was noticed that hydraulic cylinders have many different fault mechanisms. The failure rate of these fault mechanisms were noticed being dependent on surrounding system and environment. The collected data did not include exact information of life age, so creating exact fault model was not possible. Instead of creating fault model, the things that affect life age of cylinder were considered and how they can be affected. The importance of planning was considered to have a major influence of life age of cylinder. It is important to know environment and forces that affect to cylinder. In that case it is possible to plan structure of cylinder as strength as wanted and also possible to choose right seal to make the life age of cylinder longer.

## ALKUSANAT

Tämä diplomityö on tehty Kunnossapitoyhdistyksen elinikätyöryhmän ohjaamana. Haluan kiittää kaikkia mukana olijoita ohjauksesta ja ohjauskokouksissa saamistani tiedoista. Erityiskiitokset Hydoring Oy:n Timo Raikolle ja Jussi Nikkarille, Sandvik Mining and Construction Oy:n Pekka Anttoselle, Bosch Rexroth Oy Timo Kiisolle ja Hannu Lappalaiselle yritysvierailuista ja niistä saamista tiedoistani.

Kiitokset myös Tiivisteskuksen Heimo Lampaiselle tiivistimien vikaantumistiedoista ja Jussi Aaltoselle sekä tarkastaja professori Jari Rinkiselle kiitokset työn ohjauksesta sekä työhön liittyvien käytännön suoritusten opastamisessa.

Lopuksi haluan kiittää perheenjäseniäni saamastani tuesta diplomityötä tehdessäni sekä saadusta tuesta koko opiskelujen aikana.

Tampereella 18.5.2014

Mikko Haikka

# SISÄLLYS

Abstract .....	iii
Lyhenteet ja merkinnät.....	vii
1 Johdanto .....	1
2 Hydraulisylinterin rakenne .....	2
2.1 Sylinterin perusrakenne ja toiminta.....	2
2.1.1 Yksitoimiset sylinterit .....	3
2.1.2 Kaksitoimiset sylinterit.....	5
2.2 Sylinterin rakenne .....	5
2.2.1 Sylinterien kiinnitystavat.....	7
2.2.2 Sylinteriputki .....	8
2.2.3 Männänvarsi .....	8
2.3 Tiivistimet ja ohjaimet.....	10
2.3.1 Tiivistinkitka.....	14
2.3.2 Lämpötilan vaikutus .....	16
2.3.3 Hydraulinesteen vaikutus .....	17
3 Hydraulisylinterin vikaantumismekanismit ja sanasto.....	19
3.1 Sylinterin mekaaniset viat .....	19
3.1.1 Männänvarren taipuminen.....	19
3.1.2 Päädyn irtoaminen .....	22
3.1.3 Sylinterikuoren vikaantuminen .....	23
3.1.4 Hitsaussaumojen vikaantuminen .....	24
3.2 Sylinterien vuodot.....	26
3.2.1 Kulumismekanismit sylinterissä.....	26
3.2.2 Tiivistimien vikaantuminen.....	28
3.2.3 Ilman vaikutus sylinterissä .....	30
3.3 Vikaantumissanasto .....	31
3.3.1 Sylinteriputken vikaantumiset.....	33
3.3.2 Männän- ja männänvarren vikaantumiset .....	33
3.3.3 Sylinterin vuodot .....	35
3.3.4 Tiivistin- ja ohjainrenkaidenviat.....	35
3.3.5 Muut vikaantumiset.....	36
4 Hydraulisylinterien Vikaantumismallit .....	37
4.1 Mekaanisten komponenttien vikaantumismalli-NSWC- 11.....	37
4.1.1 Hydraulisylinterin vikaantumismalli .....	37
4.1.2 Tiivistimien vikaantumismallit.....	42
4.2 Elementtimenetelmä kappaleiden kestävyys laskennassa .....	44
4.3 Tilastolliset mallit .....	47
5 Hydraulisylinterin elinajan ennustaminen ja siihen vaikuttavia tekijöitä .....	49
5.1 Kokemuksia teollisuudesta .....	49
5.1.1 Huolto ja korjaaminen .....	52

5.2	Testisylinterin ja vikaantumismallin tulosten vertailu.....	53
5.2.1	NSCW-11 mallin arvojen vaikutukset vikaantumistaajuuteen.....	56
5.3	Takuutietokantojen vikaantumistieto.....	60
6	Tulosten tarkastelu .....	62
7	Johtopäätelmät .....	65
	Lähteet.....	66
	Liite 1 SI-suureille korjauskertoimet.....	69
	Liite 2 Excel-malli NSCW-11 yhtälöistä .....	70

## LYHENTEET JA MERKINNÄT

$A_1$	Sylinterin männän pinta-ala [ $m^2$ ]
$A_2$	Sylinterin männän ja männänvarren välinen pinta-ala [ $m^2$ ]
$a$	Välyksen suuruus sylinterin ja männän välillä [m]
$a_0$	Tiivistimen tiivistävä pinta-ala [ $m^2$ ]
$C$	Tiivistimeen vaikuttavan paineen suuruus [Pa]
$C_{CP}$	Epäpuhtauskerroin [-]
$C_F$	Pinnanviimeistelykerroin [-]
$C_f$	Pinnankarheuskerroin [-]
$C_{DL}$	Tiivistimen kokokerroin [-]
$C_{Ha}$	Partikkelien kovuuskerroin [-]
$C_H$	Kosketuskerroin [-]
$C_N$	Partikkelien kokokerroin [-]
$C_n$	Varmuuskerroin [-]
$C_P$	Painekerroin [-]
$C_{PV}$	PV-arvosta johtuva kerroin [-]
$C_Q$	Vuotokerroin [-]
$C_s$	Suodatuskerroin [-]
$C_T$	Lämpötilakerroin [-]
$C_0$	Järjestelmän suodattimen koko [ $\mu m$ ]
$C_v$	Viskositeettikerroin [-]
$D_{SL}$	Tiivistimen sisähalkaisija [m]
$D_1$	Sylinterin halkaisija [m]
$D_2$	Männän halkaisija [m]
$d$	Liukumisen pituus [m]
$d_T$	Tiivistimen halkaisija [m]
$DP$	Paine-ero tiivistien yli [Pa]
$E$	Männänvarren materiaalin kimmokerroin [ $\frac{N}{m^2}$ ]
$E_1$	Sylinterin kimmokerroin [Pa]
$E_2$	Männän kimmokerroin [Pa]
$F$	Sylinterin tuottama voima [N]
$F_n$	Männänvarren nurjahdusvoima [N]
$FR$	Tilavuusvirta sylinteriin [ $m^3/s$ ]
$F_y$	Materiaalin myötöraja [Pa]
$f$	Pinnankarheuden keskimääräinen arvo [ $\mu m$ ]
$H$	Läpäisykovuus [Pa]
$h$	Kulumisesta johtuvien naarmujen syvyys [m]
$I$	Männänvarren poikkipinnan jäyhyysmomentti [ $m^4$ ]
$K$	Materiaalikohtainen kulumiskerroin [-]
$K_1$	Korjauskerroin SI-suureiksi [-]

$K_2$	Korjauskerroin SI-suureiksi [-]
$K_3$	Korjauskerroin SI-suureiksi [-]
$K_4$	Korjauskerroin SI-suureiksi [-]
$K_{21}$	Korjauskerroin SI-suureiksi [-]
$k$	Tiivistimen tasapainokerroin [-]
$k_1$	Voitelukerroin [-]
$k_2$	Voitelukerroin [-]
$L$	Männän pituus [m]
$l_r$	Männänvarren redusoitu pituus [m]
$M$	Tiivistimen Meyerin kovuus [Pa]
$N$	Sylkien määrä ennen vikaantumista [kpl]
$N_0$	Syklien määrä Bayer-Ku teorian ensimmäisen vaiheen aikana [kpl]
$N_0$	Syklien määrä kulumisen ensimmäisen vaiheen aikana [kpl]
$N_{10}$	Hydraulikomponenttien tuottamien epäpuhtauspartikkelit [kpl]
$P_S$	Paine-ero tiivistimen yli [-]
$p_a$	Sylinterin A-kammion paine [Pa]
$p_b$	Sylinterin B-kammion paine [Pa]
$PV$	Tiivistimen paine-nopeuskerroin [-]
$PV_{DS}$	Valmistajan ilmoittama tiivistimen PV-arvo [-]
$PV_{OP}$	Tiivistimen todellinen PV-arvo [-]
$Q$	Tiivistimen lämmönsiirto [ $\frac{kJ}{h}$ ]
$Q_f$	Sallittu vuotovirtaus [ $cm^3/min$ ]
$Q_{in}$	Tilavuusvirta sylinteriin [ $\frac{m^3}{s}$ ]
$Q_l$	Vuodon suuruus [ $\frac{m^3}{s}$ ]
$R_a$	Pinnankarheuden aritmeettinen keskiarvo [ $\mu m$ ]
$R_z$	Pinnankarheuden arvo, matalimman kohdan etäisyys korkeimmasta kohdasta [ $\mu m$ ]
$S_c$	Pintojen välinen puristusjännitys [Pa]
$T$	Järjestelmän operointilämpötila [ $^{\circ}C$ ]
$T_a$	Ympäröivä lämpötila [ $^{\circ}C$ ]
$V$	Irronneen materiaalin tilavuus [ $m^3$ ]
$v$	Männänvarren nopeus [ $\frac{m}{s}$ ]
$W$	Kuorman suuruus [kg]
$w_s$	Sylinteriin vaikuttava radiaalinen voima [N]
$\lambda_{AC}$	Hydraulisylinterin vikaantumistaajuus [ $\frac{1}{1000\ 000\ sykliä}$ ]
$\lambda_{AC,B}$	Hydraulisylinterin perusvikaantumistaajuus [ $\frac{1}{1000\ 000\ sykliä}$ ]
$\lambda_{SE}$	Tiivistimen vikaantumistaajuus [ $\frac{1}{1000\ 000\ sykliä}$ ]



$\lambda_{SE,B}$	Tiivistimien perusvikaantumistaajuus [ $\frac{1}{1000\ 000\ sykliä}$ ]
$\gamma$	Kulumiskerroin [-]
$\Delta p$	Paine-ero männän yli [Pa]
$\eta_1$	Sylinterin Poissonin vakio [-]
$\eta_2$	Männän Poissonin vakio [-]
$\Theta$	Aktivointienergiavakio[-]
$\mu$	Tiivistimen kitkakerroin [-]
$\nu$	Hydraulinesteen dynaaminen viskositeetti [ Pa s]

# 1 JOHDANTO

Hydraulisyylinterit ovat yleisimpiä toimilaitteita hydraulikassa. Niiden vikaantumiset yleensä aiheuttavat seisokin järjestelmän tai koneen käyttöön, mistä seuraa tuotannon alenemista ja taloudellisia häviöitä. Seisokkien vähentämisen ja lyhentämisen kannalta tärkeää on hydraulisyylinterien kunnossapito sekä mahdollisen vian sattuessa nopea korjaaminen. Korjaamista varten korjaajan olisi tärkeää tietää tarkasti vian tiedot ja myös vian syntymisen ajankohdan ennustamisesta olisi hyötyä. Yksiselitteisen vikaantumissanaston ja sylinterin elinajan ennustavan vikaantumismallin luominen ovatkin tämän diplomityön päätavoitteet.

Vikaantumismallin luomisessa tutkitaan onko teollisuuden kerätyn tiedon perusteella mahdollista luoda elinajan ennustusmalli hydraulisyylinterille. Samalla myös tutkitaan miten käyttö eri sovelluksissa ja käyttöympäristöissä vaikuttaa elinaikaan ja miten eri vikaantumismekanismit vaihtelevat eri sovelluksissa ja käyttöympäristöissä. Mietitään minkä tyyppisillä mallilla elinaikaa olisi parasta ennustaa. Yhtenä vaihtoehtona on semiempiirisesti tilastotiedon pohjalta luotu analyttinen Yhdysvaltojen laivaston (Naval Surface Warfare Center Carderock Division) tekemä vikaantumismalli NSCW-11, joka on Laivaston teknologiatoimiston (Office of Naval Technology under the Logistics Exploratory Development Program) rahoittama tutkimus: ”Handbook of Reliability Prediction Procedures of Mechanical Equipment”. Mallista saatuja tuloksia on tarkoitus verrata käytännön tuloksiin ja pohtia mallin tarkkuutta. Mallin yhtälöt on myös käänneetty SI-suureilla laskettaviksi ja kyseisistä yhtälöistä on tehty excel-malli, joka on saatavissa liitteestä 2.

Vikaantumissanaston perusteella on tarkoitus luoda yksiselitteinen vikaantumissanastopuu. Sanastopuun tavoitteena on esitellä hydraulisyylinterin yleisimmät vikaantumismekanismit. Sen avulla myös sylintereistä vähemmän tietävän pitäisi pystyä kertomaan sylinterin vikaantumismekanismi tarkemmin esimerkiksi huoltoa tai korjausta tilattaessa.

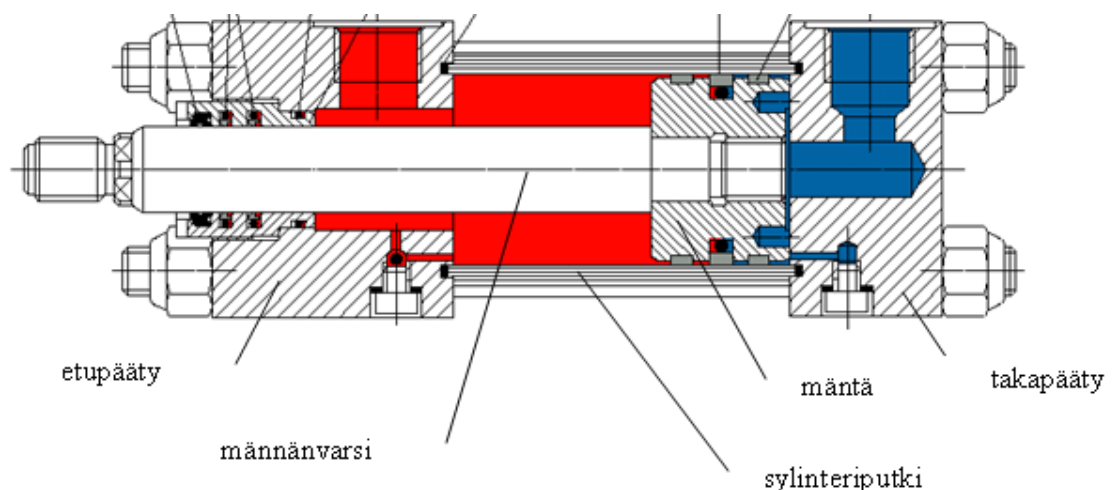
Eri vikaantumismekanismia etsitään pääasiassa kirjallisuusselvityksenä internetistä ja kirjallisuudesta. Myös eri yritysten takuutietokantoja tutkitaan ja haastatellaan sylinterien kanssa toimivia henkilöitä. Näiden haastattelujen ja takuutietokantojen perusteella tutkitaan myös onko mahdollista luoda teollisuuden keräämästä tiedosta aikaisemmin mainittu elinajan vikaantumismalli. Kirjallisuusselvitysosiossa myös tutkitaan onko sylinterin elinajasta tai vikaantumistaajuudesta tehty aikaisempia tutkimuksia. Vastaavanlainen diplomityö (Immonen 2007) on tehty aikaisemmin, jossa tutkittiin useita hydraulikomponentteja ja tutkittiin eri käyttöparametrien vaikutusta elinaikaan, sylinterin ollessa yksi näistä komponenteista.

## 2 HYDRAULISYLINTERIN RAKENNE

Hydraulisyylinterien tehtävänä hydraulijärjestelmissä on muuntaa hydraulinen teho mekaaniseksi lineaariseksi tehoksi. Hydraulisyylintereitä käytetään moniin eri tarkoituksiin, monissa eri sovelluksissa, joissa nopeudet ja voimat vaihtelevat paljon. Tästä syystä sylintereitäkin on monen erityyppisiä ja kokoisia. Toisaalta sylinterien perusrakenne on samanlainen eri sylintereissä, joten vikaantumisolmiöt ovat melko samanlaiset eri sylinterien välillä, tosin eri vikaantumiset ovat yleisempiä tietyissä sylintereissä ja sovelluksissa. Tässä luvussa esitellään eri sylinterityyppejä ja käydään läpi sylinterin perusrakennetta, sylinterin kokoamis- ja kiinnitystapoja sekä muutamia sen tärkeimpiä osia.

### 2.1 Sylinterin perusrakenne ja toiminta

Sylinteri koostuu sylinteriputkesta, jonka sisällä mäntä liikkuu edestakaisin. Männässä on kiinni männänvarsi, joka jatkuu männästä sylinteriputken ulkopuolelle ja johon ulkoinen kuorma on kiinnityksissä. Kaksitoimisessa sylinterissä sylinteriputkessa on kaksi liitäntäreikää, joiden avulla hydraulineeste pääsee virtaamaan sylinterin sisään. Sylinterissä on vielä tiivistimiä ja ohjaimia, joilla on eri tehtäviä. Nämä esitellään myöhemmin luvussa 2.4. Sylinterin rakenne ja sen eri osat ovat nähtävissä kuvasta 2.1.



**Kuva 2.1** Kaksitoimisen sylinterin perusrakenne ( Metropolia )

Kuvasta 2.1 nähdään liitäntöjen olevan yhteydessä kammioihin. Kammioissa paineistettu hydraulineeste on kosketuksissa mäntään tai miinuskammioissa männän ja

männänvarren erotuksena olevaan pinta-alaan. Tällöin kammioiden tuottama voima on plus-liikkeen suuntaan yhtälön 2.1 mukainen:

$$F = A_1 p_a - A_2 p_b \quad (2.1)$$

jossa  $F$  on sylinterin tuottama voima [N],  $A_1$  männän pinta-ala [ $m^2$ ],  $A_2$  männän pinta-ala B-kammion puolella [ $m^2$ ],  $p_a$  A-kammion paine [Pa] ja  $p_b$  B-kammion paine [Pa].

Jotta sylinteri liikkuisi sen tuottama voima, yhtälön 2.1 mukaan täytyy ylittää ulkoisen vastustavan voiman suuruus. Tämän lisäksi sylinterin tarvitsema tilavuusvirta on yhtälön 2.2 mukainen:

$$Q_{in} = A_1 v \quad (2.2)$$

jossa  $Q_{in}$  on sylinteriin virtaava tilavuusvirta [ $m^3/s$ ] ja  $v$  on männänvarren nopeus [m/s].

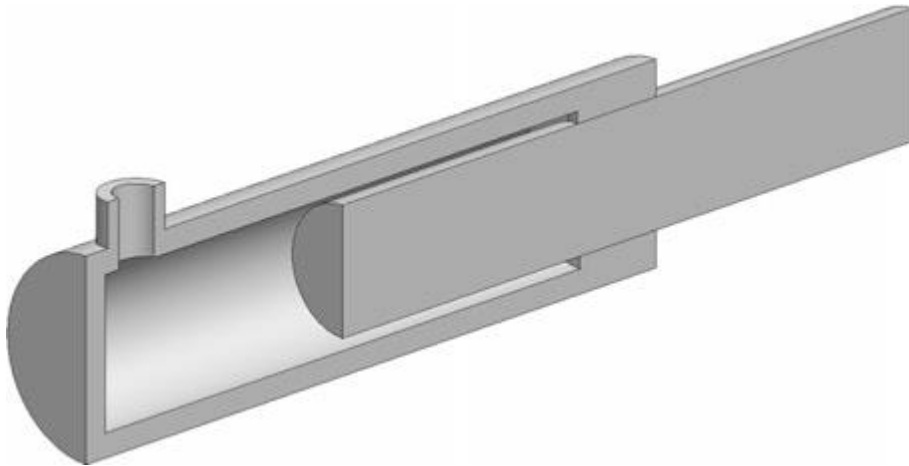
Edellä olevat yhtälöt pätevät ideaalisessa ja staattisessa tilassa olevassa sylinterissä. Käytännössä sylinterin ja männän välillä, sekä männänvarren tiivistimien ja männänvarren välillä vaikuttaa kitka. Samoissa kohdissa tapahtuu myös vuotovirtauksia ja sylinterin dynaamisessa käyttäytymisessä täytyy ottaa huomioon lisäksi esimerkiksi sylinterin tehollinen puristuskerroin.

Yksinkertaisimmillaan sylinterit voidaan jaotella toimisuuntansa mukaan eli onko sylinteriä mahdollista ohjata hydraulisesti molempiin suuntiin vai ainoastaan yhteen suuntaan. Kummastakin sylinterityypistä on vielä erikoistyyppisiä sylintereitä, jotka toimivat hieman eri tavalla ja niillä on usein myös omat sovelluskohteensa.

### 2.1.1 Yksitoimiset sylinterit

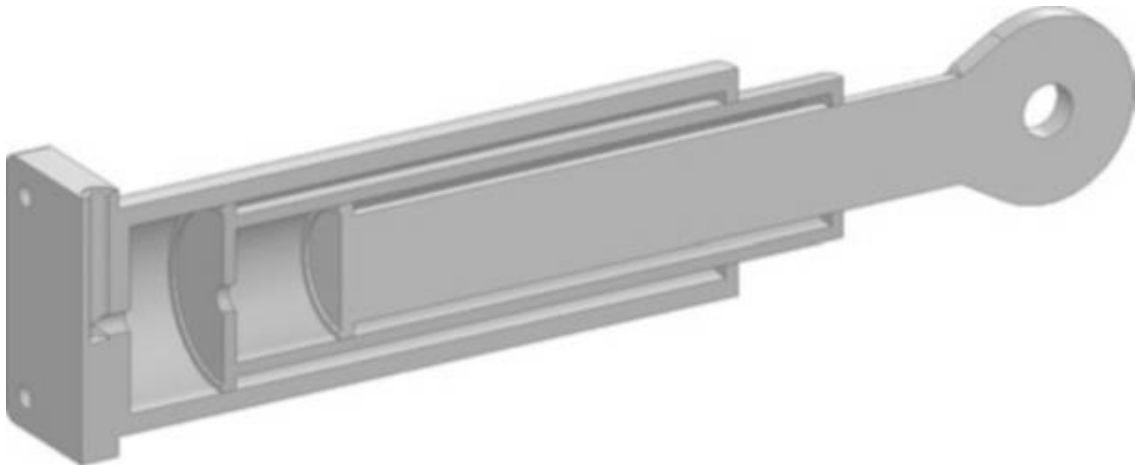
Yksitoimisia sylintereitä käytetään yleensä eri nostotyösovelluksissa, koska paluuliikkeeseen tarvitaan ulkoista voimaa, joka useimmiten on painovoima. Sylinterin sisään laitettava palautusjousi on myös usein käytetty tapa varsinkin pienemmissä sylintereissä.

Kuvan 2.1 mukaista kaksitoimista sylinteriä voidaan käyttää yksitoimisena, eli toista kammioita ei ohjata, vaan kytketään suoraan matalapainelinjaan. Muita yksitoimisia sylintereitä ovat uppomäntä- ja yksitoimiset teleskooppisylinterit. Uppomäntäsylinterissä männänvarsi on koko männän levyinen. Täten se on raskas, etenkin jos iskunpituus on pitkä. Tästä syystä männänvarren tuenta voi olla tarpeellista. Toisaalta männänvarren ollessa paksu, tämä sylinterirakenne kestää isoja voimia. Kuvassa 2.2 nähdään uppomäntäsylinterin rakenne. (Kauranne et al. 2008)



**Kuva 2.2** Poikkileikkauskuva uppomäntäsyylinteristä (Aaltonen & Koskinen 2013)

Teleskooppisyylinterit koostuvat useista sisäkkäin olevista männistä, joiden avulla saadaan sylinterin kokoon nähden pitkä iskunpituus. Yksitoimisen teleskooppisyylinterin poikkileikkauskuva on nähtävissä kuvasta 2.3.



**Kuva 2.3** Poikkileikkauskuva yksitoimisesta teleskooppisyylinteristä (Aaltonen & Koskinen 2013)

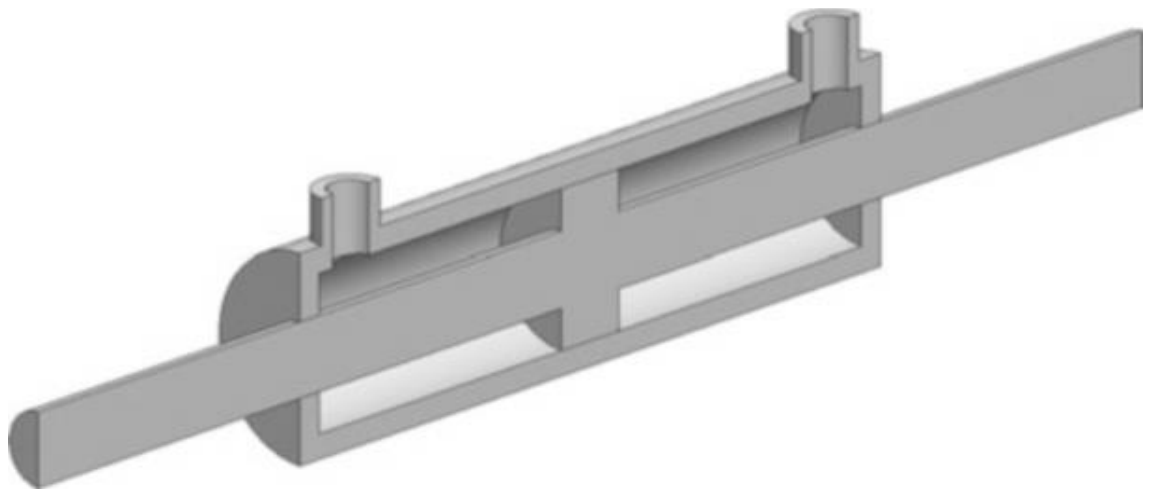
Nämä yksitoimiset teleskooppisyylinterit voidaan jakaa kahteen osaan toimintansa osalta. Ensimmäisessä tyypissä eli kuvan 2.3 teleskooppisyylinterissä männät tekevät liikkeensä eriaikaisesti, jolloin liikenopeus kasvaa liikkeen vaihtuessa isommalta männältä pienemmälle männälle. Toisessa tyypissä kaikki männät liikkuvat yhtäaikaaisesti, jolloin männänvarren nopeus pysyy vakiona. Yksitoimisia teleskooppisyylintereitä käytetään yleensä kippilaitteissa, joissa kippilaitteen painon avulla saadaan paluuliikkeelle tarvittava voima ja saadaan pitkä iskunpituus kuitenkin sylinterin koon liikaa kasvamatta. (Kauranne et al. 2008)

### 2.1.2 Kaksitoimiset sylinterit

Kaksikammioisissa sylintereissä on nimensä mukaan kaksi erillistä kammiota joihin hydraulineste pääsee kulkemaan. Kun molempien kammioiden tulevia tilavuusvirtoja voidaan vaikuttaa, niin voidaan mäntää ohjata molempiin suuntiin. Yksinkertaisin kaksitoiminen sylinteri nähdään kuvassa 2.1.

Muita kaksitoimisia sylintereitä ovat kaksitoiminen teleskooppisylinteri sekä kaksipuolisella männänvarrella varustettu sylinteri. Kaksitoimisen teleskooppisylinterin toiminta on vastaava kuin yksitoimisella teleskooppisylinterillä. Tosin kaksitoimisessa sylinterissä männyt suorittavat liikkeensä eriaikaisesti ja eri nopeuksilla.

Kaksipuolisella männänvarrella varustettu sylinterin koostuu männänvarresta, joka jatkuu sylinterin molemmille puolille, kuten nähdään kuvasta 2.4.



**Kuva 2.4** Leikkauskuva kaksipuolisella männänvarrella varustellusta sylinteristä (Aaltonen & Koskinen 2013)

Tällä sylinterityypillä voidaan suorittaa työliikettä molempiin suuntiin. Ja koska männän pinta-alat ovat samankokoiset molemmiin puoliin, pystytään sylinterille toteuttamaan helposti samankokoiset voimat ja nopeudet molempiin suuntiin.

## 2.2 Sylinterin rakenne

Edellä mainittujen toimintatapojen lisäksi sylinterit voidaan lajitella rakenteen mukaan. Eri rakenteiden mukaisesti kootuilla sylintereillä on omat ominaisuutensa ja myös täten eri sovelluskohteensa. Rakennetyypit voidaan jakaa neljään eri tapaukseen. Sylinteri voidaan myös koota yhdistelemällä näitä eri rakennetyyppejä (Khan).

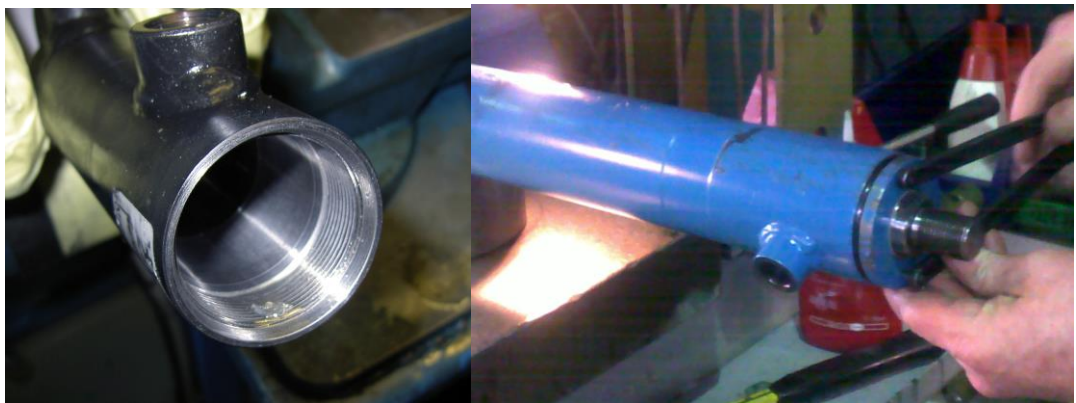
Yksinkertaisin sylinterin kokoamistapa on sidepulttirakenne. Siinä kuvan 2.5 mukaisesti sylinterin päädyt on kiristetty niiden välillä olevilla sidepulteilla.



**Kuva 2.5** Sidepulttisylinteri (Eaton)

Sidepulttisylinteri on helpompi valmistaa ja sen suunnittelu on hieman yksinkertaisempaa. Tällä tavalla valmistetut sylinterit ovat yleisessä käytössä teollisuudessa. Kyseisellä tavalla ei saada kovin vahvoja sylintereitä ja niitä ei käytetä yleensä korkeimmilla paineilla.

Toinen tapa valmistaa sylinteri on käyttää kierteillä olevia sylinterin päätyjä. Siinä kuvan 2.6 mukaisesti sylinterin päät liitetään sylinteriputkeen kierteiden avulla.



**Kuva 2.6** Sylinteriputkenpääty kierrekiinnityksellä sekä sylinterin päädyn aukaisu avaustyökalulla

Kyseisen sylinterin rakenne on huomattavasti jäykempi ja vahvempi. Täten se kestää suurempia paineita kuin sidepulttisylinteri. Sylinterin ulkoinen rakenne on tasaisempi ja sen koko on kompaktimpi. Tätä sylinterityyppiä käytetään usein liikkuvissa maanrakennuskoneissa. Itse päätykappaleessa on lovet, jotta se pystytään omalla työkalullaan kiertämään irti putkesta esimerkiksi huoltotilanteessa, kuten huomataan kuvasta 2.6.

Kolmannessa tavassa sylinterin päädyt kiinnitetään ruuveilla sylinteriputkeen, johon on tehty päädyille vastakappale, kuten kuvasta 2.7 nähdään.



**Kuva 2.7** Ruuviliitännällä tehdyt päädyt (Hydoring)

Tämä rakenne on rakenteista vahvin ja sitä käytetään kun halutaan isoja voimia tai hyvää kestävyyttä. Tämä valmistustapa on vaikeampi ja sen suunnittelussa täytyy esimerkiksi ottaa huomioon kiristysruuvien kiristysmomentit.

Neljäs tapa on yksinkertainen, mutta verrattuna muihin kokoamistapoihin sen ulkoinen rakenne on kompaktimpi. Tässä tavassa sylinterin päädyt hitsataan kiinni sylinteriputkeen. Tästä syystä rakenne on vaikeampi saada vahvaksi. Tätä tapaa käytetään usein maataloussovelluksissa, joissa paineet eivät nouse kovin korkeiksi. Toinen huono puoli tässä tavassa on, ettei sylinteriä voida avata, eikä tätä huoltaa, mikä on mahdollista muilla tavoilla rakennetuissa sylintereissä. Sylinterin kokoamisessa käytetään usein yhdistelmiä näistä tavoista. Yksi usein käytetty esimerkkitapa on tehdä sylinterin pohja hitsaamalla ja männänvarren puoleinen pääty kierteillä.

### 2.2.1 Sylinterien kiinnitystavat

Sylintereillä on monia eri kiinnitystapoja, kuten myös männänvarren päädyllä. Sylinteri voidaan kiinnittää paikallaan olevaksi tai se voi liikkua nivelten varassa. Sylinterin kiinnitystapa onkin tärkeä suunnittelussa, koska sen avulla voidaan vaikuttaa sylinteriin vaikuttaviin sivuttaisvoimien suuruuteen. (Fonselius et al. 2008)

Sylinterin kiinteitä kiinnitystapoja ovat laippa- ja jalkakiinnitys. Laippakiinnitys voidaan tehdä sylinterin molempiin päihin. Tällöin sylinteri suositellaan asetettavan pystyyn. Jalkakiinnityksellä sylinteri voidaan asettaa vaakatasoon, mutta tässä kiinnitystavassa jalkojen kiinnitysruuveihin voi kohdistua leikkausjännityksiä. (Fonselius et al. 2008)

Liikkuvat kiinnitystavat ovat nivellaakerointi ja pallolaakerointi. Nivellaakerointi sallii pyörimisliikkeen kiinnitysakselinsa ympäri ja pallolaakerointi sallii sen lisäksi pienen sivupoikkeaman. Nämä tavat ovat yleisiä männänvarren päässä, jossa on myös mahdollinen kiinteä kiinnitys kuormaan tai kuormaa voidaan myös liikuttaa ilman kiinnitystä. Eri tavoilla kiinnitettyihin sylintereihin vaikuttavat erisuuruiset sivuttaiset voimat, jotka täytyy ottaa huomioon sylinteriä suunniteltaessa. Myöhemmin nurjahdusta



käsiteltäessä esitellään eri kiinnitystapojen vaikutus nurjahdusvoiman suuruuteen. (Fonselius et al. 2008)

### **2.2.2 Sylinteriputki**

Sylinteriputken sisäpinnan ominaisuudet ovat sylinterin toiminnan kannalta tärkeitä. Sisäpinnan täytyy kestää hyvin kulumista, se ei saa tuottaa liian isoa kitkaa tiivistimeen ja tiivistimen täytyy kestää liukumista sisäpintaa vasten kulumatta. Yksi tärkeä tekijä tähän on pinnankarheus. Se ei saa olla liian sileä, vaan siinä täytyy olla epätasaisuuksia joihin syntyy voitelun kannalta tärkeitä voitelutaskuja. Erityisesti nämä voitelutaskut ovat tärkeitä rajavoitelun alueella, jolloin voitelukalvo ei ole vielä muodostunut. Toisaalta sisäpinnan karheus ei myöskään saa olla liian karhea, koska tällöin liialliset pinnan epätasaisuudet hankaavat tiivistimiä vasten ja kuluttavat niitä nopeasti. Sylinteriputken pinnankarheudet ovat yleensä alle yhden mikrometrin luokkaa. Pinnankarheuden toteutus hoidetaan yleensä hiomalla pinnoituspintaa, jotta sen pinnankarheus saadaan halutulle suuruudelle. (Freudenberg 2007)

Toinen sylinteriputken sisäpinnan valintaan vaikuttava tekijä on sen kovuus. Tiivistimen ja sisäpinnan välille voi syntyä isoja paikallisia voimia. Näiden voimien suuruuteen vaikuttaa tiivistimien ominaisuudet, ympäröivän hydraulinesteen paine sekä mäntään vaikuttavat radiaaliset voimat. Sisäpinnan ollessa liian pehmeä pinnoitus voi kulua nopeasti ja se voi myös hajota palasiksi. Sylinteriputkien sisäpinnan materiaalina käytetäänkin usein kromia, joka on kovaa ja kestää hyvin kulumista. (Freudenberg 2007)

### **2.2.3 Männänvarsi**

Kuvasta 2.1 huomataan sylinterissä männänvarren ja siihen kosketuksissa olevien tiivistimien olevan liikkeessä. Tällöin niihin vaikuttaa kitkoista johtuvia voimia, jotka kuluttavat näitä osia. Männänvarren tulisi kestää miljoonia syklejä, joten sen pitää olla kova ja hyvin kulutusta kestävä. Männänvarret pinnoitetaan yleensä kromilla galvaanisessa prosessissa, mikä tekee männänvarren pinnan kovaksi. Toisaalta tähän kromipinnoitukseen tulee helposti pieniä mikrohalkeamia, joiden kautta veden ja epäpuhtauksien on mahdollista päästä pinnoituksen alle. Monet sylinterit ovat kosketuksissa kosteuden ja epäpuhtauksien kanssa männänvarren ollessa sylinterin ulkopuolella, joten kromipinnoitus ei toimi kovin hyvin korroosiosuojana, vaan männänvarsi tarvitsee erikseen korroosiosuojata tarvittavissa sovelluksissa. (Papatheodorou 2004)

Tämä pinnoitustapa on ollut jo pitkään käytössä, mutta tulevaisuudessa on otettava käyttöön muita tapoja. Yhtenä tärkeänä syynä tähän on kromin käyttöön tulevat rajoitukset. Kromi lasketaan ongelmajätteeksi ja luontoon päästessään se luo myrkyllisiä yhdisteitä, jotka saastuttavat vettä ja ilmaa. Tästä syystä sen käyttöä rajoitetaan, muun muassa EU:ssa. (Papatheodorou 2004; Flitney B, 2007)

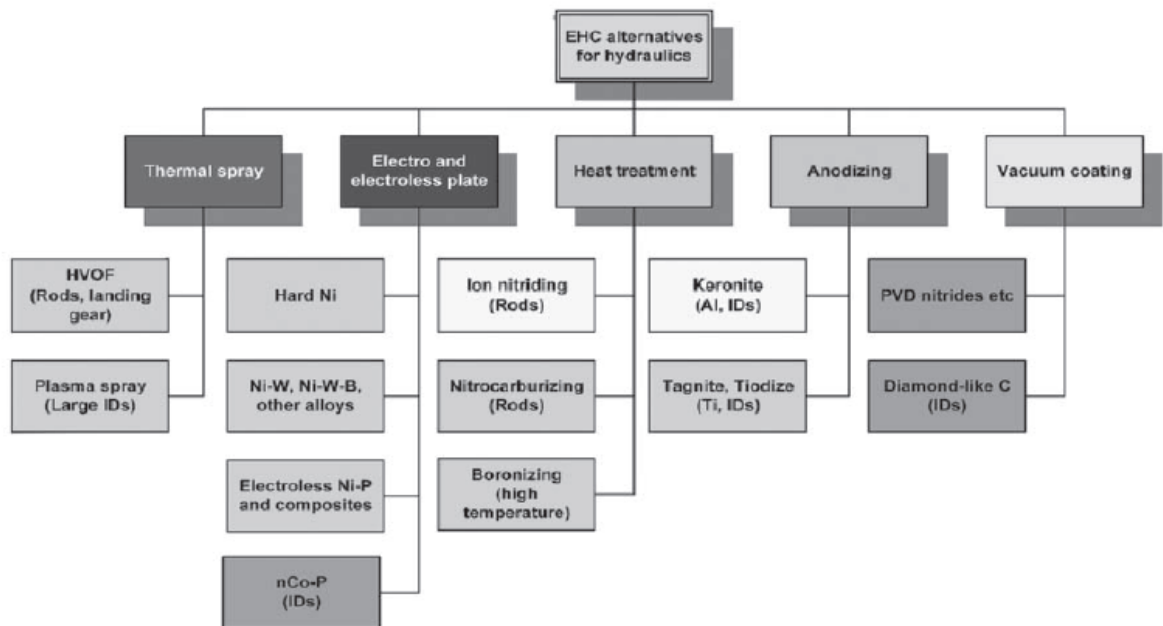
Uusilla pinnoitustavoilla tavoitellaan myös parempia ominaisuuksia kuin kromilla. Tiivistimien ja männänvarren kulumista halutaan vähentää. Männänvarren pinnoitteen halutaan myös olevan korroosion kestävä, jotta erillisiä korroosiosuojia ei tarvitsisi käyttää kromin tapaan. Kaupallisella puolella tämä tarkoittaisi pidempiä takuuajoja ja sylinterin eliniän kustannusten pienenemistä. (Flitney B, 2007)

Tutkimustyötä on jo tehty uuden pinnoitettavan löytämiseen ja useita vaihtoehtoja on tullut esiin. Eri vaihtoehtojilla on eri ominaisuuksia ja niiden soveltuvuus männänvarren pinnoitteeksi vaihtelee. Yksi lupaavimmista päällystystavoista on HVOF ( High Velocity Oxy-Fuel process ). HVOF –prosessissa päällysteaine on jauheena, joka tuodaan ruiskuun kaasuseoksen kanssa. Ruiskuun tuodaan myös happea ja polttoainekaasua, joiden avulla jauheena olevaa päällysteainetta lämmitetään. Aineen ei tarvitse sulaa, vaan se ruiskutetaan paineilman avulla kovalla nopeudella ruiskutuspinnaalle, missä se muodostaa tasaisen pinnan. (Flitney B, 2007)

HVOF –menetelmällä päällystettyjä männänvarsia on ollut käytössä erityisesti lentoteollisuudessa. Sieltä saatujen kokemusten ja testien mukaan HVOF –menetelmällä päällystetyillä männänvarsilla on monia ominaisuuksia, jotka ovat parempia verrattuna kromilla päällystettyihin männänvarsiin. Pinnoitteen sisäiset jännitykset ovat pienempiä, jolloin voidaan tehdä paksumpi pinnoite, mikä parantaa sen kulumiskestävyyttä. Kulutuskestävyyden on huomattu olevan jopa kolmesta viiteen kertaa parempi kuin kromipinnoitteella. Korroosiokeston on myös huomattu olevan parempi ja pinnoitteen on huomattu lommoutuvan vähemmän. Osa näistä ominaisuuksista vaihtelee hieman riippuen mitä ainetta pinnoitemateriaali on. HVOF –menetelmällä pinnoitemateriaalina voidaan käyttää keraamisia aineita, metalleja tai näiden yhdistelmiä. Yleisimmät pinnoitevaihtoehdot ovat tällä hetkellä volframikarbidi ja koboltti. HVOF –menetelmän huonot puolet ovat korkeammat kustannukset, jotka voivat olla kaksinkertaiset verrattuna kromipinnoitteeseen. Myös ruiskutuslaite on kooltaan melko iso, joten esimerkiksi pienien sylinteriputkien sisäpinnan pinnoitus ei onnistu. Myös pinnan ominaisuuksien kanssa täytyy olla tarkempi, esimerkiksi pinnankarheuden arvolla on tärkeämpi merkitys kuin kromipinnoitteella. Myös elastomeereista valmistettujen tiivistimien kuluminen on nopeampaa. Käyttämällä PTFE–tiivistimiä on päästy myös tiivistimien kulumisen kannalta hyviin tuloksiin. (Flitney B, 2007)

Toinen vastaava pinnoitustapa on plasmaruiskutus. Sitä ei ole tutkittu yhtä paljon, mutta sen ominaisuudet ovat pitkälti samanlaiset kuin HVOF menetelmässä. Siinä käytettäviä pinnoitusmateriaaleja on huomattavasti enemmän. Se olisi todennäköisesti kustannustehokkaampi tapa. Huonona puolena vaikuttaa olevan tiivistimien kasvu, tosin aiheesta ei ole tehty monia tutkimuksia. (Flitney B, 2007)

Edellä olevien pinnoitustapojen lisäksi Yhdysvalloissa toimiva HCAT ( Hard Chrome Alternatives Team ) on tutkinut eri tapoja. Kuvassa 2.8 on nähtävissä eri pinnoitusvaihtoehtoja ja –materiaaleja, jotka mahdollisesti voivat olla vaihtoehtoina hydraulisyylinterien männänvarren kromipinnoitteelle.



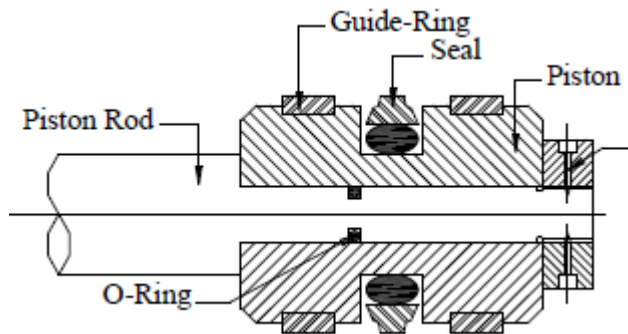
**Kuva 2.8** Eri vaihtoehtoja männänvarren päällystemateriaaleiksi (Flitney B, 2007)

Osa kuvan 2.8 pinnoitusvaihtoehtoista ovat enemmänkin teoreettisia kuin käytössä olevia vaihtoehtoja tai joihin kohdistuisi laajamittaista tutkimusta. Yhtenä poikkeuksena on elektrolyysillä valmistettu nikkelpinnoite. Sen käyttöä on tutkittu ja sitä käytetään hankalissa olosuhteissa kaivoksissa ja öljylautoilla. Saadut tulokset ovat ristiriitaisia ja vaikuttaa siltä, että nikkelpinnoitteen hinta ja ominaisuudet eivät ole tarpeeksi hyviä laajamittaista käyttöä varten. Tosin tällä pinnoitustavalla on todella hyvä korroosionsuoja ja tällä tavalla valmistetut männänvarret voivat olla varteenotettava vaihtoehto tulevaisuudessa todella syövyttävissä olosuhteissa.

## 2.3 Tiivistimet ja ohjaimet

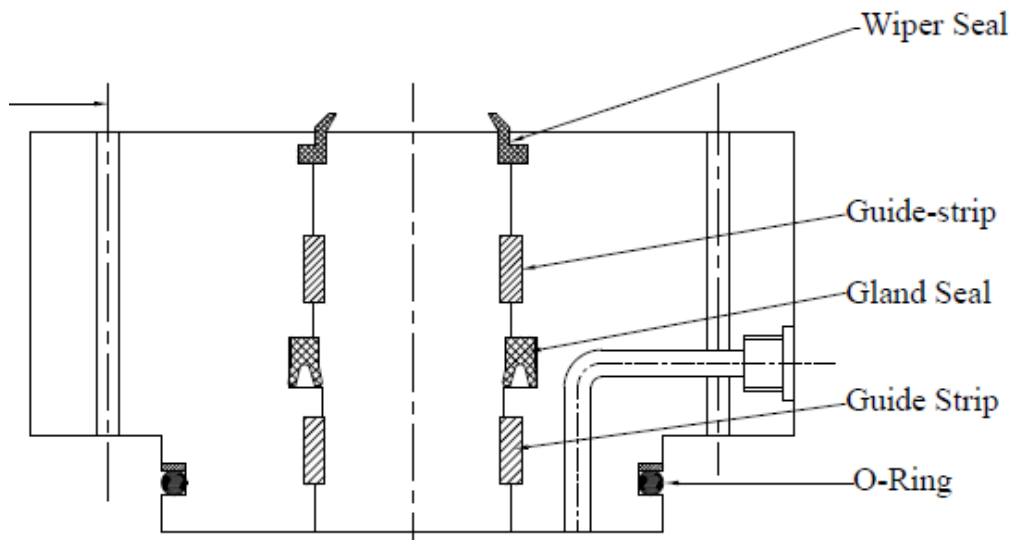
Tiivistimet voidaan käyttötarkoituksensa mukaan jakaa kolmeen osaan (NSWC 2011), staattisiin ja dynaamisiin lineaari- sekä pyörivän liikkeen tiivistimiin. Staattiset tiivistimet estävät hydraulinesteen vuotamisen, ulkoa tulevien epäpuhtauksien ja ilman pääsemisen järjestelmään kahden paikallaan olevan kappaleen välillä. Dynaamiset tiivistimet hoitavat vastaavat tehtävät liikkuvien kappaleiden välillä. Erityisesti dynaamiset lineaariliikkeen tiivistimet ovat tärkeitä sylinterin kannalta, koska niitä käytetään männässä kammioden välillä ja männänvarren ympärillä kammion ja ulkoilman välillä.

Staattisina tiivistiminä käytetään usein O-renkaita ja niille on useita käyttökohteita sylinterissä. Useimmiten niitä käytetään tiivistämään päätyjen ja sylinteriputken välinen liitäntä, jottei saumakohdassa tapahtuisi vuotoa. Toinen tärkeä käyttökohde on männässä. Mäntä kootaan useimmiten kierteen avulla männän varren ympärille, kuten nähdään kuvasta 2.9. Tällöin tiivistimen tehtävänä on estää kierteen kautta tapahtuva vuoto kammioden välillä.



**Kuva 2.9** Männän kokoonpano ja siinä olevat tiivistimet ja ohjaimet (Khan)

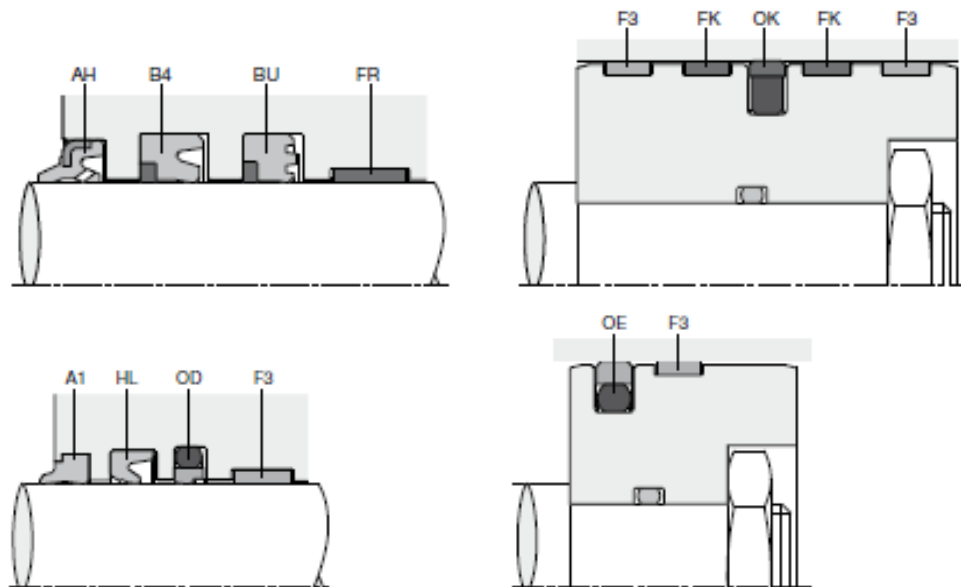
Dynaamisia tiivistimiä käytetään useissa eri kohdissa sylinterissä. Dynaamisia tiivistintyyppjä on useita ja niiden ominaisuudet vaihtelevat. Yksi tärkeimmistä on huulitiivistin, joka on tiivis ainoastaan toiseen suuntaan, eli niitä tarvitaan useimmiten kaksi kappaletta. Käyttökohteena ovat männän ympärille laitettava sekä kammioden välillä olevan vuodon estävä tiivistin. Toinen käyttökohde on männänvarren ja sylinteriputken välillä oleva tiivistys, jonka tehtävänä on estää ulkoinen vuoto ja estää ilman pääsy sylinteriin. Kuvassa 2.10 huulitiivistintä käytetään ulkoisen vuodon estämiseen. Kuvasta 2.10 myös nähdään pyyhkijärengas (wiper seal), jonka tehtävänä on pitää sisään tuleva männänvarsi mahdollisimman puhtaana, jotta sylinteriin pääsee mahdollisimman vähän epäpuhtauspartikkeleita.



**Kuva 2.10** Sylinterin päädyn tiivistimet ja ohjaimet (Khan)

Tiivistintyyppjä on useita erilaisia eri sovelluksiin. Kuvassa 2.11 on erilaisia tiivistin- ja ohjainrenkaskeskuja, jotka ovat yleisesti käytettyjä teollisuus- ja mobilehydrauliikassa. Huulitiivistimien muodot vaihtelevat paljon ja kuvasta 2.11 on nähtävissä muutama mahdollinen huulitiivistimen muoto. Tiivistimen muodolla voidaan vaikuttaa moniin tiivistimen ominaisuuksiin. Muoto vaikuttaa tiivistinkitkan suuruuteen erityisesti kosketuskitkan alueella ja vastaavasti tiivistimen tiivistyskykyyn

alhaisilla paineilla. Muoto vaikuttaa myös tiivistimen kykyyn estää epäpuhtauksien kulkemisen ohitse, tiivistinkitkan suuruuteen sekä voitelukalvon muotoon. (Parker 2012)



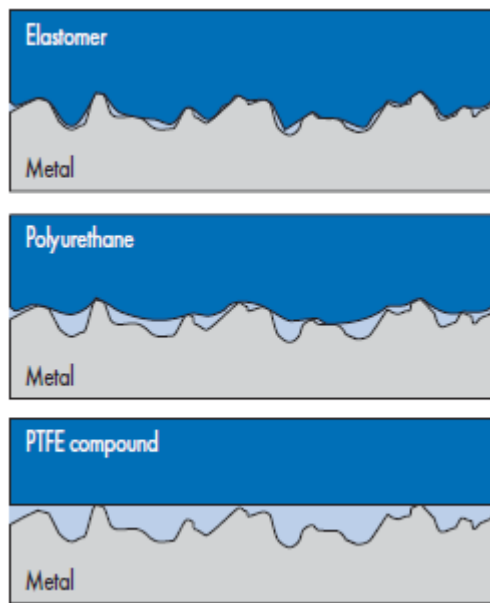
**Kuva 2.11** Kaksi eri tiivistystapaa männälle ja männänvarrelle (Parker Prädifä)

Kuvan 2.11 ylemmät tapaukset ovat yleisiä raskaille mobilekoneille kuten kaivureille. Männässä tiivistimenä käytetään yksiosaista tiivistinrenkasta (OK), joka tiivistää molempiin suuntiin. Toinen vastaava ja yleinen tapa hoitaa männän ja –varren tiivistys on kuvan 2.11 alemmassa tapauksessa. Siinä tiivistinrenkas painetaan tiivistyspintaa vasten o-renkaan avulla (OE). Vastaavasti huulitiivistintä käytetään pääasiassa estämään vuoto ulos männänvartta pitkin. Huulitiivistimien muodot vaihtelevat ja kuvan 2.11 mukaisesti niiden yhteyteen voidaan asentaa erilaisia tukirenkaita. Samoin pyyhkijäreunkaiden muodot vaihtelevat paljon ja niihin on myös mahdollista asettaa metallisia tukirenkaita varmistamaan optimaalinen männänvarren puhdistus. Edellä mainittujen tiivistystapojen lisäksi tiivistys voidaan toteuttaa pakkatiivistimellä. Pakkatiivistimessä on useita tiivistimiä peräkkäin, mikä lisää sen luotettavuutta, koska yhden tiivistimen vikaantuminen ei vielä heikennä tiivistystä. Pakkatiivistintä voidaan myös kiristää käytön aikana. Huonona puolena sillä on korkea kitka ja sitä käytetään usein suurissa sylintereissä, joissa on matala liikenopeus. (Aaltonen & Koskinen 2013; Fonselius et al. 2008)

Tiivistimien lisäksi männän ympärillä on ohjainrenkaita. Ohjainrenkaiden tehtävänä nimensä mukaan on ohjata männänvartta liikkumaan haluttua liikerataa pitkin, jolloin männänvarsi liikkuu mahdollisimman suoraan suhteessa sylinteriputkeen. Niiden yleisimmät käyttökohteet ovat nähtävissä kuvista 2.9 ja 2.10 (guide ring & guide strip). Ohjainrenkaat myös vähentävät dynaamisiin tiivistimiin vaikuttavia voimia erityisesti silloin, kun sylinteriä käytetään vaaka-asennossa, jolloin painovoima luo radiaalisia voimia männänvarteen. Toinen tärkeä tehtävä on estää metallipintojen välinen kosketus,

mikä lisää pintojen kulumista huomattavasti. Ohjainrenkaiden tulee olla hyvin kuormitusta kestäviä ja toisaalta niiden materiaali täytyy olla pienen kitkan omaava, jotta kitkahäviöt eivät kasvaisi liian suuriksi.

Ohjainrenkaiden materiaalina käytetään useimmiten polytetrafluorieteeni eli teflonpohjaisia materiaaleja. Teflon on herkkä muodonmuutoksille jo alhaisilla kuormituksilla ja sen takia siinä käytetään yleensä lisäaineina pronssia, lasikuitua tai hiilikuitua parantamaan kestävyttä. Tiivistimien materiaaleina käytetään usein elastisia materiaaleja, kuten erilaisia kumeja tai niistä tehtyjä johdannaismateriaaleja, polyuretaania sekä myös teflonia. Eri materiaalien elastisuutta ja käyttäytymistä metallin pinnalla vertaillaan kuvassa 2.12. (Freudenberg 2007)



**Kuva 2.12** Eri materiaaleista valmistettujen ohjainrenkaiden ja tiivistimien käyttäytyminen tiivistyspinnalla (Freudenberg 2007)

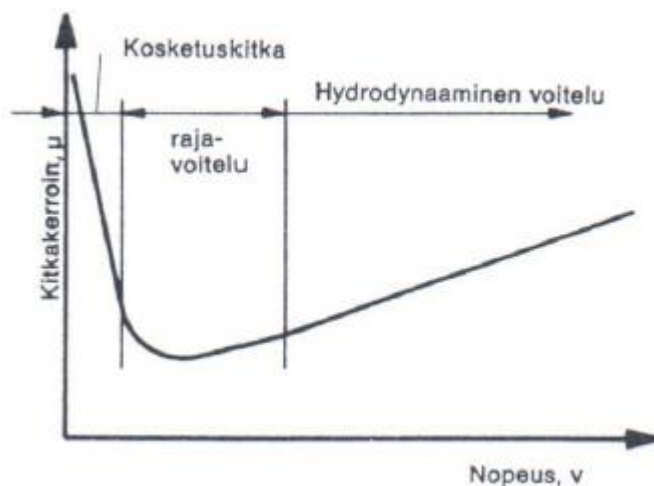
Teflonpohjaisista seoksista valmistettujen ohjainrenkaiden muoto ei muutu kuormituksessa eivätkä niiden tiivistysominaisuudet ole yhä hyvät kuin muilla materiaaleilla kuten kuvasta 2.12 nähdään. Tästä syystä teflonpohjaisia materiaaleja käytetään pääasiassa ohjainrenkaissa ja elastisia materiaaleja tiivistimissä. Teflonpohjaisia materiaaleja voidaan käyttää myös tiivistimissä, mutta tällöin niitä käytetään yleensä yhdessä elastisesta materiaalista valmistetun tiivistimen kanssa, jonka tehtävänä on luoda tarvittava pintapaine tiivistimen ja tiivistyspinnan välille.

Ohjainrenkaan joustamattomuus voi aiheuttaa myös ongelmia, etenkin jos esiintyy isoja radiaalisia voimia. Ohjainrenkaan ja sylinterin sisäpinnan välille voi syntyä voimakkaita paikallisia paineita, jotka täytyy ottaa huomioon sisäpinnan materiaalin suunnittelussa. Kova paine ohentaa myös voitelukalvon paksuutta, mikä voi lisätä kitkaa. Erityisesti pienillä nopeuksilla stick-slip-ilmiö on mahdollinen. Elastisista materiaaleista tehdyillä renkailla paikalliset paineet jäävät pienemmiksi, koska materiaali joustaa ja kosketusalue on tällöin laajempi. Ne eivät kuitenkaan kestä yhtä korkeita voimia kuin metallipohjaiset ohjainrenkaat. (Freudenberg 2007)

Toinen huomioon otettava ilmiö metallisia ohjainrenkaita käytettäessä on hydrodynaaminen paine. Hydrodynaaminen paine voi esiintyä ohjainrenkaan ja sylinterin sisäpinnan välillä männän liikuessa. Välyksen ollessa tarpeeksi pieni ja ohjainrenkaan tarpeeksi leveä, öljyn virtausnopeus laskee ja nostaa painetta ohjainrenkaan voitelukalvossa. Männän liikkeen suunnan ollessa ohjainrenkaasta tiivistimeen päin, paine nousee myös tiivistimen ja ohjainrenkaan välillä. Paine voi nousta korkeaksi, jolloin se voi vahingoittaa tiivistintä. Tästä syystä metallipohjaisissa ohjainrenkaissa onkin ura tai jokin muu tapa, jolla öljy pääsee ohjainrenkaan lävitse laskien samalla hydrodynaamista painetta. (Freudenberg 2007)

### 2.3.1 Tiivistinkitka

Tiivistinkitka syntyy tiivistimen ja sen liukupinnan välille. Liikkeen aikana osa hydraulineesteestä jää tiivistimen ja liukupinnan välille luoden voitelukalvon. Voitelukalvon ollessa liian paksu vuodot kasvavat ja toisaalta voitelukalvon ollessa liian ohut, kitka kasvaa ja tiivistin kuluu nopeammin. Tiivistinkitkan vaikutus voidaan jakaa kolmeen eri osaan. Kitkan riippuvuus nopeudesta on nähtävissä kuvasta 2.13.

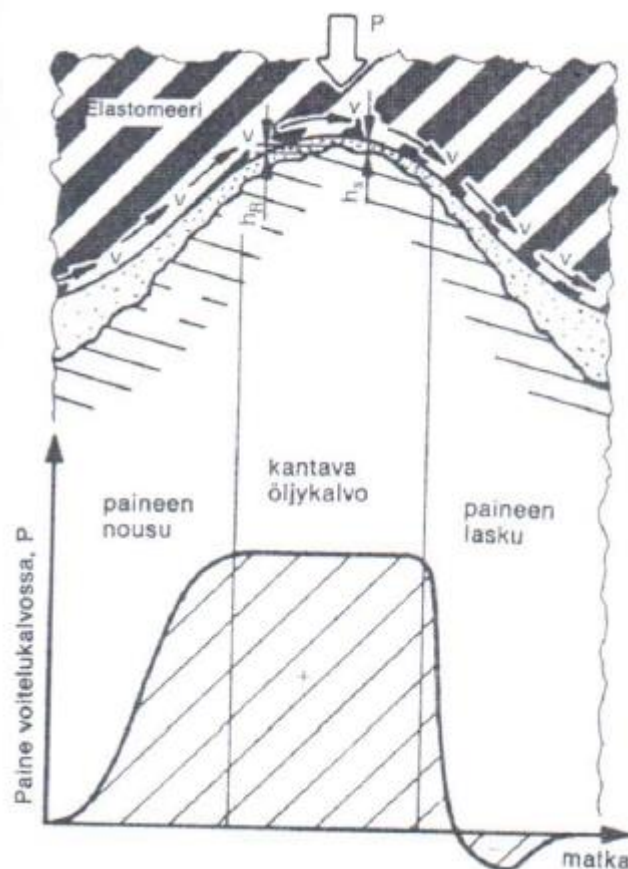


**Kuva 2.13** Tiivistinkitkakertoimen riippuvuus sylinterin nopeudesta (Tiivistetekniikka)

Kuvasta 2.13 huomataan tiivistinkitkakertoimen olevan riippuvainen sylinterin nopeudesta ja nopeusalue voidaan jakaa kolmeen osaan kitkakertoimeen vaikuttavan fyysikaalisen ilmiön mukaan; kosketuskitkaan, hydrodynaamiseen voiteluun sekä niiden yhdistelmään rajavoitelun alueella. Tiivistimen lähtiessä liikkumaan siihen vaikuttaa ainoastaan kosketuskitka. Tällöin tiivistimen ja liukupinnan välillä ei ole voitelukalvoa, vaan ne ovat suoraan kosketuksissa keskenään, jolloin niiden välillä vaikuttaa adheesiovoima. Adheesiovoima esiintyy tiivistimen pinnan ja liukupinnan molekyylien välillä luoden sidoksia niiden välille ja täten vastustaen liikettä. Toinen kosketuskitkaan vaikuttava voima on tiivistimeen vaikuttavat muodonmuutosvoimat. Tämä voima tarvitaan puristamaan kasaan tiivistintä, sen seurattessa kuvan 2.12 mukaisesti

tiivistyspinnan pinnanmuotoja, jolloin se vuorollaan puristuu kasaan huippujen kohdalla ja laajenee huippujen jälkeen. (Tiivistetekniikka)

Nopeuden kasvaessa tiivistinkitkakertoimen nopeusalue siirtyy rajavoitelun alueelle. Tällöin tiivistimen ja sen liukupinnan väliin pääsee hydraulinestettä, joka vähentää pintojen välille syntyvää adheesiovoimaa. Pintojen välille alkaa myös syntyä kantava voitelukalvo, joka pitää pinnat erillään toisistaan. Jotta pintojen välillä ei ole kosketusta, voitelukalvon paineen on oltava tarpeeksi suuri, jotta se luo erottavan voiman, jonka suuruuden pitäisi olla sama kuin tiivistimen pintapaine. Tiivistimen pintapaine muodostuu tiivistimen esijännityksestä ja hydraulinesteen siihen vaikuttavasta paineesta. Paineen ei tarvitse olla kovin korkea koko voitelukalvon alueella, vaan se kuvan 2.14 mukaisesti kasvaa aina huipun kohdalla. (Tiivistetekniikka)



**Kuva 2.14** Paineen muutos voitelukalvossa pinnanhuipun kohdalla (Tiivistetekniikka)

Kun tiivistimen liikenopeus hieman kasvaa kuvan 2.14 tapauksesta, kantavan öljykalvon paksuus kasvaa. Tällöin paineenmuutokset voitelukalvossa pienenevät aiheuttaen tiivistimen muodonmuutoksien pienenemistä huippujen välillä. Tällöin muodonmuutosvoimat pienenevät ja tiivistinkitka pienenee. Voitelukalvo on vielä aika ohut ja siihen vaikuttaa vielä adheesiovoimista johtuva kosketuskitka. Kosketuskitka tuottaa lämpöä, jolloin hydraulinesteen lämpötila on melko korkea. Tällöin hydraulinesteen viskositeetti on alhainen ja täten myös virtausvastukset ovat vielä melko pieniä. (Tiivistetekniikka)



Edellä olevat kitkan ominaisuudet koskevat rajavoitelun aluetta. Tiivistimen liikenopeuden vielä kasvaessa voitelukalvo paksunee eikä tiivistimen tarvitse enää seurata pinnanmuotoja tarkasti, jolloin myös muodonmuutosvoimat pienenevät entisestään. Tällöin kosketuskitkasta johtuvat tehohäviöt pienenevät ja voitelukalvon vielä kasvaessa hydraulinesteen vaihtuvuus lisääntyy, mikä myös alentaa lämpötilaa paikallisesti. Lämpötilan laskiessa alkaa viskositeetti paikallisesti kasvaa, jolloin myös virtaushäviöt kasvavat. Nopeuden vielä kasvaessa, kitkakerroin alkaa kasvaa melko lineaarisesti suhteessa nopeuteen kuten huomataan kuvasta 2.13 johtuen virtaushäviöiden kasvusta. (Tiivistetekniikka)

Pienin kitka saavutetaan rajavoitelun alueella ja yleensä tällöin tiivistimen liikenopeus on 0,05-0,15 m/s. Tähän nopeuteen vaikuttaa lämpötila erityisesti elastomeerien kohdalla. Lämpötilan noustessa hydraulinesteen viskositeetti kasvaa ja voitelukalvon paksuus pienenee. Samalla myös tiivistin pehmenee, jolloin se tarttuu herkemmin pinnanmuotoihin kiinni. Näiden takia liikenopeuden on oltava korkeampi korkeammassa lämpötilassa, jotta saavutettaisiin pintojen välisen kosketuksen estävät voitelukalvo ja mahdollisimman pieni kitka. (Tiivistetekniikka)

Kitkan suuruuteen toki vaikuttaa paljon tiivistimen materiaali. Kuten tiivistinkitkan teoriaosuudesta huomattiin, kosketuskitka johtuu pääasiassa muodonmuutosvoimista ja adheesiovoimista, jotka myös kasvavat tiivistinmateriaalien ollessa elastinen. Tästä johtuen kovemmilla tiivistinmateriaaleilla esiintyy pienempiä kitkoja, erityisesti pienillä nopeuksilla. Tästä johtuen mahdollisimman pieniä kitkoja halutessa, käytetään tiivistinmateriaalina esimerkiksi teflonia.

### **2.3.2 Lämpötilan vaikutus**

Tiivistimien kannalta hydraulinesteen optimilämpötila on 40 – 50 °C asteen välillä. Kitkasta johtuen tiivistimien lämpötila on tätä korkeampi ja usein lämpötila sylinterissä käytön aikana on 80 °C astetta. Korkeissa lämpötiloissa tiivistimien materiaali muuttuu elastisemmaksi ja täten pehmeämmäksi, mikä heikentää tiivistimen stabiiliutta. Siksi vähemmän elastisia tiivistimiä tarvitaan lämpötilan noustessa korkeaksi. Lämpötilan noustessa yli 110 °C asteen tulee jo tarpeelliseksi käyttää erikoismateriaaleista valmistettuja tiivistimiä, jotka kestävät korkeita lämpötiloja. (Freudenberg 2007)

Myös kylmät lämpötilat tuovat omat haasteensa tiivistimien toimintaan. Työkoneita käytetään yhä useammin arktisissa olosuhteissa, jolloin sylinteriä on voitava käyttää jopa -70 °C:ssa. Lämpötilan ollessa tarpeeksi alhainen tiivistimet alkavat kovettua ja haurastua. Tämä ilmiö ei ole kuitenkaan pysyvä vaan lämpötilan noustessa tiivistimen ominaisuudet muuttuvat takaisin elastisiksi, toki olettaen ettei tiivistimeen ole tullut halkeamia tai muita murtumia. Tiivistimien kovuus ja hauraus täytyykin ottaa huomioon alhaisissa lämpötiloissa. Erityisesti käytön alussa lämpötilojen ollessa alhaiset tiivistimiin tulee herkästi vaurioita. Alhaisissa lämpötiloissa käytettyjen hydraulinesteiden viskositeetti ei saa kylmänä olla liian korkea. Lämpötilan noustessa viskositeetti voi laskea huomattavasti ja tällöin voitelukalvot ohentuvat, minkä takia käytettyjen tiivistimien täytyy kestää hyvin kulumista. Korkea viskositeetti kasvattaa

myös hydrodynaamista painetta ja kylmissä olosuhteissa on tärkeämpää luoda öljylle paluureitti, etteivät paineet nouse liian korkeiksi. (Freudenburg 2007; Mikkonen 1982)

Toinen ongelma tiivistimien kohdalla kylmissä olosuhteissa on lämpölaajeneminen. Tiivistimien lämpölaajenemiskertoimet voivat olla jopa 20-kertaiset verrattuna teräksen kertoimeen. Tällöin tiivistin kutistuu alhaisissa lämpötiloissa huomattavasti enemmän kuin teräs aiheuttaen tiivistimen ja tiivistyspinnan puristuspaineen huomattavan laskun ja jopa raon syntyminen on mahdollista. Toisaalta lämpötilan noustessa tiivistin laajenee enemmän, joten vaikuttava paine voi nousta tiivistinmateriaalin myötörajan yli, jolloin tiivistin muuttuu plastiseksi ja siihen voi tulla palautumattomia muodonmuutoksia. (Mikkonen 1982)

Näistä syistä tiivistinmateriaalin valinta alhaisissa lämpötiloissa on tärkeää. Materiaalin täytyy kestää matalia lämpötiloja kovettumatta. Sen täytyy kestää hyvin kulumista ja mielellään sen lämpötilakertoimen tulisi olla mahdollisimman lähellä teräksen kerrointa. Yleisempiä kylmässä käytettyjä materiaaleja ovat nitrilikumi, silikonikumit, Teflon ja eri polyuretaanit. Nitrilikumia voidaan käyttää alhaisintaan -50 °C:ssa. Silikonikumit eivät kestä kovin hyvin kulutusta, joten niitä käytetään pääasiassa staattisina tiivistiminä. Teflon kestää hyvin kulutusta ja kylmyyttä, ongelmana on suuri lämpötilakerroin. Osa näistä ongelmista pystytään ratkaisemaan käyttämällä eri aineiden sekoituksia, jolloin tiivistimen ominaisuuksia saadaan paremmaksi. (Mikkonen 1982)

### 2.3.3 Hydraulinesteen vaikutus

Hydraulinesteellä on merkittävä vaikutus sylinterin ja erityisesti sen tiivistimien toiminnan kannalta. Yleensä hydraulinesteenä käytetään mineraaliöljypohjaisia sekoituksia, joihin on lisätty monia öljyn ominaisuuksia parantavia lisäaineita. Esimerkkinä lisäaineen parannuksesta on viskositeetti-indeksin kasvattaminen, jolloin sen viskositeetti vaihtelee mahdollisimman vähän lämpötilan vaihdellessa. Hydraulinesteenä voidaan myös käyttää synteettisiä- tai vesipohjaisia hydraulinesteitä, joita käytetään erityisesti tulenaroissa sovelluksissa.

Hydraulinesteen valinta onkin yleensä kompromissi häviöiden ja voitelukyvyyn välillä. Korkeaviskositeettinen hydraulineste voitelee paremmin, mutta samalla sen jäykkyys aiheuttaa suurempia häviöitä ja virtausvastuksia. Hydraulineste ei saa sisältää tiivistimiä vahingoittavia aineosia, sen on kestävä hyvin hapettumista vastaan ja sen viskositeetti-indeksin toivotaan olevan mahdollisimman korkea.

Tiivistimien ja hydraulioöljyn valinnassa on otettava huomioon öljyn vaikutukset tiivistinmateriaaleihin. Kuten edellä mainittiin, öljyihin lisätään useita eri lisäaineita parantamaan öljyn ominaisuuksia. Monet näistä lisäaineista ovat tiivistimien kannalta haitallisia. Erityisesti kumista valmistetut tiivistimet ovat herkkiä lisäaineille, joista saattaa vapautua rikkiä, joka voi aiheuttaa kumin kovettumisen. Toinen huomioon otettava asia kumitiivististen yhteydessä on öljyn liukeneminen niihin. Tällöin kumitiivistiset turpoavat ja niiden mekaaninen rakenne sekä tiivistysominaisuudet muuttuvat. Liukenemiseen tärkein vaikuttava tekijä on öljyn aromaattipitoisuuden ja

kumin akryyli-nitriilipitoisuuden suhde. Kumiit joiden akryyli-nitriilipitoisuudet ovat alhaiset, sopivat paremmin matala-aromaattiset öljyt kun taas korkea akryyli-nitriilipitoisuuksisille kumeille sopivat korkea-aromaattiset öljyt paremmin. Käytettäessä matala akryyli-nitriilipitoisuuksisia kumeja korkea-aromaattisessa öljyssä, kumitiivistimet voivat turvota paljon, kun taas päinvastoin korkea akryyli-nitriilipitoisuuksiset kumitiivistimet voivat kutistua, jos niitä käytetään matala-aromaattisessa öljyssä.

## 3 HYDRAULISYLINTERIN VIKAANTUMISMEKANISMIT JA SANASTO

Sylinterin vikaantumisen määrittäminen riippuu sovelluksesta ja ympäristöstä. Monissa ympäristöissä liiallinen ulkoinen vuoto lasketaan viaksi, vaikka sylinteri vielä muuten toimii kohtuullisesti. Toinen vastaava vika voi olla melu, joka ei suoranaisesti ole järjestelmää haittaava vika, mutta joissain sovelluksissa voi estää sovelluksen käytön.

Jos pelkästään otetaan huomioon vikaantuminen sylinterin toiminnan kannalta, vika on yksinkertaisesti, että mäntä ei enää liiku. Lopulta kaikki eri vikaantumiset johtavat tähän tilaan, mutta vikaantuminen ilmenee jo yleensä aikaisemmassa vaiheessa esimerkiksi tuotetun voiman laskuna. Vikaantumiset voidaan jakaa mekaanisiin vikoihin ja vuotoihin. Mekaaniset viat voidaan jakaa sylinterikuoren, sylinterin päädyn ja männänvarren vikoihin. Vuodot aiheuttavat sylinterin toiminnan heikkenemistä. On kuitenkin sovelluskohtaista, kuinka paljon toiminnan heikkenemistä sallitaan, ennen kuin sylinteri lasketaan vikaantuneeksi.

### 3.1 Sylinterin mekaaniset viat

Sylinterin mekaanisten vikojen lisäksi omaksi viaksi voidaan laskea sylinterin pysähtyminen liian pienen voiman tuoton takia, eli sylinteri ei pysty tuottamaan tarpeeksi voimaa ulkoisen voiman voittamiseksi ja siksi mäntä ei pääse liikkumaan. Kasvaneen ulkoisen voiman lisäksi vastustavan voiman kasvu voi johtua kasvaneesta tiivistinkitkasta. On myös mahdollista, että sisäisten vuotojen kasvaessa sylinterin liikenopeus laskee.

Yleensä sylinterin tuottamat voimat suunnitellaan tarpeeksi suuriksi ja useimmiten sylinterin jämähtäminen paikalleen johtuukin ylikuormasta. Ylikuorma voi aiheuttaa isoja vahinkoja, kun sylinteriä ohjaavat venttiilit ovat suljetut, voivat paineet nousta korkeaksi kammioissa ja aiheuttaa mekaanisia vaurioita sylinterin kuoreen. Korkea paine voi myös vaurioittaa tiivistimiä, mikä aiheuttaa lisääntyviä vuotoja. Vuotoihin ja tiivistimien vikaantumisiin palataan myöhemmin.

#### 3.1.1 Männänvarren taipuminen

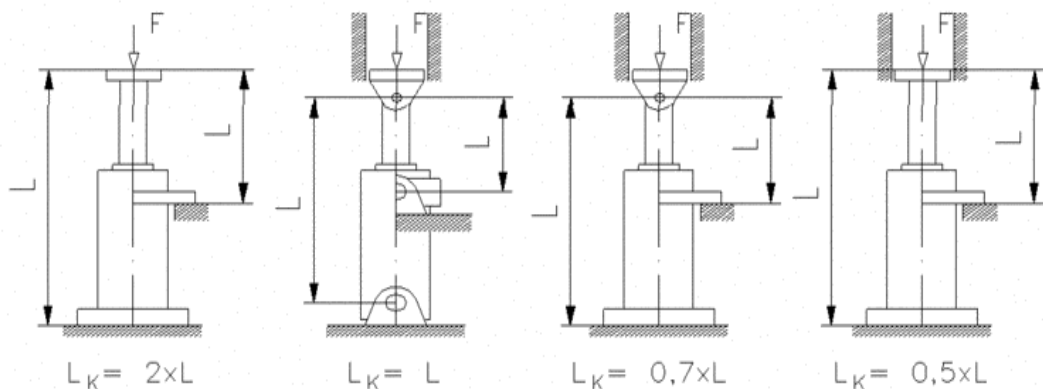
Sylinterit on suunniteltu useimmiten toimimaan sylinterin suuntaisesti vaikuttavien aksiaalisten voimien tuottamiseen. Sivuttaiset voimat eli radiaaliset eivät ole haluttuja ja liian korkeina ne aiheuttavat männänvarren taipumisen. Myös liian suuret aksiaaliset

voimat voivat aiheuttaa männänvarren taipumisen, mitä kutsutaan nurjahdukseksi. Tosin nurjahdus voi ainoastaan tapahtua, kun männänvarteen vaikuttaa puristava voima. (Kauranne et al. 2008)

Männänvarren ja yleensäkin kiinteiden kappaleiden venymää kuvataan Hooken lailla. Hooken lain mukaan kappaleen venymä on suoraan verrannollinen kappaleeseen vaikuttavaan jännitykseen eli männänvarsien tapauksissa ulkoiseen voimaan. Tätä suoraan verrannollisuutta kutsutaan kimmokertoimeksi. Hooken lain perusteella on määritetty Eulerin yhtälö, jonka avulla voidaan laskea sylinterin nurjahtamiseen vaadittava voima. Yleensä yhtälöä käytetään määrittämään männänvarren minimihalkaisijaa. Tällöin vaadittava voima kerrotaan varmuuskertoimella, joka vaihtelee kahden ja viiden välillä riippuen sovelluksesta. Eulerin yhtälö varmuuskertoimella lisättynä on:

$$F_n = \frac{\pi^2 E I}{C_n l_R^2} \quad (3.1)$$

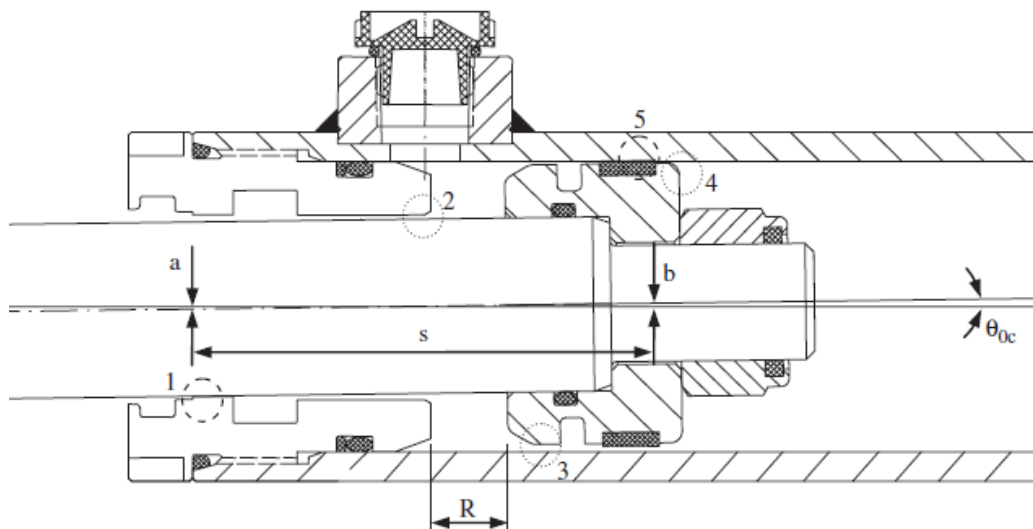
jossa  $F_n$  on nurjahdusvoima,  $E$  on kimmokerroin,  $I$  on poikkipinnan jäyhyysmomentti, joka kuvaa kappaleen kykyä vastustaa taipumaa tietyn akselin suuntaisesti ja  $l_r$  on redusoitu pituus, joka ottaa huomioon sylinterin asennustavan. Redusoitu pituus nähdään kuvasta 3.1. (Kauranne et al. 2008; Young & Freeman 2008)



**Kuva 3.1** Nurjahdustarkastelussa käytetyt redusoidut pituudet eri sylinterin kiinnitystavoilla (Strautmänn Hydraulic)

Männänvarren taipumiseen ja sen palautumiseen vaikuttavat männänvarren materiaali ja erityisesti materiaalin myötöraja. Se on materiaaliikohtainen ja kuvastaa kuinka suuren jännityksen kappale kestä ennen kuin sen ominaisuudet siirtyvät elastiselta alueelta plastiselle alueelle. Elastisella alueella jännityksen loputtua kappale palautuu alkuperäiseen muotoonsa, kun taas plastisella alueella kappale ei enää palaudu alkuperäiseen muotoonsa, vaan muotoon, minkä se ottaa myötörajan kohdalla. (Young & Freeman 2008)

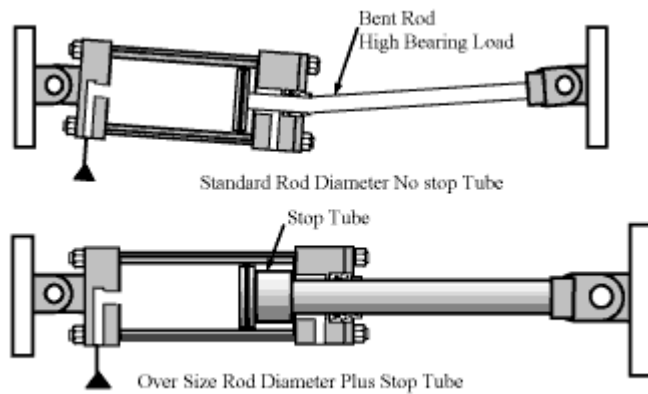
Kuten aikaisemmin esitettiin, nurjahdusvoiman yhtälö 2.3 perustuu kappaleen materiaalien lujuuteen. Se ei ota huomioon kaikkia käytännön ilmiöitä, jotka voivat vaikuttaa männänvarren nurjahdusvoiman suuruuteen. Käyttämällä sylinterin vaakasuorassa männänvarren kohdistuu painovoimasta johtuen radiaalisia voimia ja niitä voi myös kohdistua itse sovelluksesta. Gamez-Montero et al. (2009) ovat tehneet asiasta tutkimusta ja huomanneet männänvarren ja sylinteriputken välisen kulman vaikuttavan nurjahdusvoiman suuruuteen. Kulman suuruuteen vaikuttavia tekijöitä ovat männänvarren vaikuttavat radiaaliset voimat ja sylinterin geometriset toleranssit, jotka ovat nähtävissä kuvasta 3.2.



**Kuva 3.2** Sylinteriputken ja männänvarren väliseen kulmaan vaikuttavat sylinterin geometriset toleranssit. ( Gamez-Montero et al. 2009 )

Testissä testattiin kuvan 3.2 mukaisen kulman vaihtelun vaikutusta nurjahdusvoiman suuruuteen. Kulman kasvaessa huomattiin nurjahdusvoiman laskevan. Testissä huomattiin myös ohjainrenkaiden menettävän paksuudesta 5 % nopeasti. Tästä johtuvan kulman muutoksen huomattiin laskevan nurjahdusvoimaa noin 10 % verrattuna vaakasuorassa olevaan sylinteriin. (Gamez-Montero et al. 2009)

Edellä olevaan ongelmaan on kehitetty ratkaisu, jota suositellaan käytettävän erityisesti pitkillä iskunpituuksilla ja silloin, kun riskinä on männänvarren vaikuttavat radiaaliset voimat. Tätä osaa kutsutaan nimellä iskunrajoittimeksi (stop tube) ja sen toiminta on nähtävissä kuvassa 3.3.



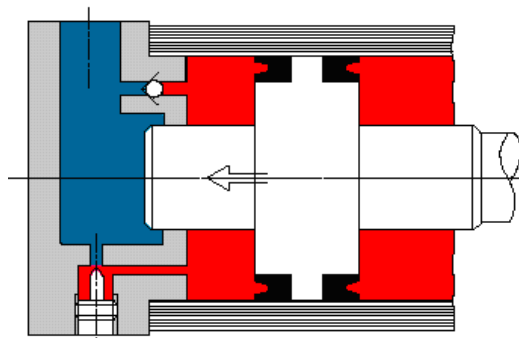
**Kuva 3.3** Iskunrajoittimen toiminta (*Hydraulics & Pneumatics*)

Kuvan 3.3 tapa on yksi vaihtoehto toteuttaa männän kulman rajoitus. Eri valmistajilla on erilaisia tapoja, mutta kaikkien tavoitteena on rajoittaa sylinteriputken ja männänvarren välistä kulmaa, mikä edellä esitetysti pienensi nurjahdusvoimaa. Kulman kasvu myös aiheuttaa isompia voimia tiivistimille ja ohjainrenkaille, joiden kuluminen voi nopeutua tästä syystä.

### 3.1.2 Päädyn irtoaminen

Useissa sovelluksissa mäntä ajetaan sylinterin päätyjä vasten, mikä aiheuttaa ulospäin suuntautuvia voimia sylinterin päätyihin. Kun näitä iskuja tulee tarpeeksi paljon, päädyn mekaaniset rakenteet alkavat kulua ja hajoaminen on mahdollista. Näiden iskujen voiman pienentämiseen käytetään päätyvaimennuksia, joita yleensä käytetään kun männän nopeus ylittää 0.1 m/s ja liikutellaan mäntään kytkettyjä hitausmassoja. Toinen päätyjen kestämiseen vaikuttava tekijä on sylinterin rakenne. Eri rakenteet ja näiden kestävyksiä vertailtiin luvussa 2.3.

Päätyvaimennusten tehtävänä on yksinkertaisesti hidastaa männän nopeutta sen lähestyessä sylinterin päätyjä estäen suuret törmäysnopeudet. Tällöin sylinterien päätyihin vaikuttavat voimat pienenevät ja vähentävät mahdollisia vaurioita. Päätyvaimennus koostuu männän päässä olevasta holkista ja siihen sopivasta urasta sylinterin päädyssä kuten nähdään kuvasta 3.4.



**Kuva 3.4** Kaksi eri tapaa toteuttaa päätyvaimennus (*Metropolia*)

Kuvasta 3.4 huomaamme yhden tavan toteuttaa päävaimennus. Tässä tapauksessa hydraulinesteen virtausta kuristetaan ulkoisella kuristimella, joka sijaitsee kuvan vasemmassa alareunassa. Tällöin saadaan säädettyä haluttu nopeus, joka vaikuttaa kuristuksen alkamisesta päätyyn ajoon saakka. Kuvasta 3.4 nähdään päätyvaimennuksen sisältävän vastaventtiilin, jonka avulla mäntää voidaan liikuttaa vastakkaiseen suuntaan ilman, että liikkeen nopeutta rajoitettaisiin männän ollessa päätyasennossa.

Toisessa tavassa holkkiin on tehty kartiourat. Tällöin holkin saavutettua sylinterin päädyssä olevan uran, sen ja holkin välinen pinta-ala pienenee holkin liikkua kohti päätyä. Tämä kuristaa hydraulinesteen virtausnopeutta, mikä myös pienentää männän nopeutta. Tällöin nopeus pienenee lineaarisesti suhteessa holkin etäisyyteen päädyssä. Molemmat päätyvaimennukset voidaan myös tehdä sylinterin toiseen päädyn, jolloin myös sylinterin ulospäin suuntautuvaa liikettä voidaan vaimentaa (Kauranne et al. 2008)

### 3.1.3 Sylinterikuoren vikaantuminen

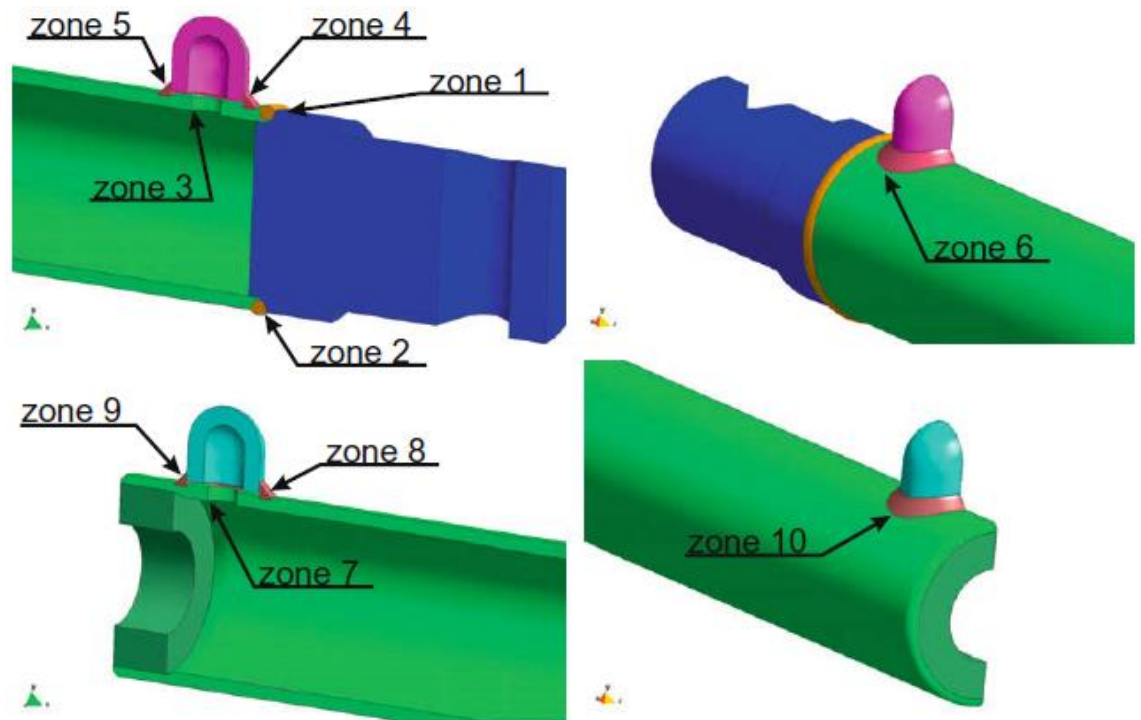
Sylinterikuoren vikaantuminen ilmenee materiaalina käytetyn metallin väsymisenä, halkeiluna ja lopulta vuotamisena. Jokaiselle materiaalille on määritetty materiaaliikohtaiset arvot vetolujuudelle ja myötörajalle. Vetolujuus kertoo, kuinka suuren kuorman materiaali kestää, ennen kuin se alkaa hajoamaan. Myötölujuus kertoo vastaavan kuorman arvon, jolloin materiaalin ominaisuudet muuttuvat elastiselta alueelta plastiselle alueelle.

Sylinteri suunnitellaan siten, että kyseiset arvot eivät ylittyisi, mutta ylikuormituksen tai suurien ulkoisten voimien takia arvot voivat ylittyä, jolloin hajoaminen on mahdollista. Myötörajan ylittyminen ei itsessään vielä hajota sylinteriä, mutta mahdollisesti aiheuttaa venymiä, jotka estävät sylinterin käytön.

Materiaalit voivat hajota myös vaikka edellä mainitut arvot eivät ylity. Tällöin puhutaan materiaalin väsymisestä, eli materiaaliin alkaa syntyä säröjä jatkuvassa kuormituksessa. Eräs tapa kuvata jatkuvan kuormituksen vaikutusta elinikään on niin sanottu SN-käyrä (Wöhlerin käyrä). Se kuvaa yksinkertaisesti sinimuotoisen kuormituksen amplitudin suuruutta verrattuna sitä vastaavaan elinikään sykleinä. Hydraulisylintereissä jännitys on usein hyvin samankaltainen, joten tämä tapa sopiikin hyvin sylinterikuoren eliniän ennustamiseen.

Kuormitukset ovat yleensä eri suuruiset eri osissa sylinteriä. Puolalaisessa yliopistossa (Bedranek & Sosnowski 2010) on tehty tutkimusta liittyen sylinterikuoreen ja siinä esiintyviin väsymismurtumisiin. Tutkimuksessa huomattiin geometrisiin epäjatkuvuuskohtiin kerääntyvän enemmän jännityksiä eli eri kappaleen liitänäkohdat ovat herkästi vikaantuvia. Tutkimuksen aikana huomattiin väsymismurtumien syntyvän pääasiassa sylinterin liitänäkohden ja sylinterin päädyn hitsauksien kohdalla kuten kuvasta 3.5 nähdään.





**Kuva 3.5** Sylinterissä useimmiten esiintyvien väsymismurtumien sijainnit (Bedranek & Sosnowski 2010)

Kuvan 3.5 mukaiset väsymismurtumien sijainnit on määritetty käyttämällä Fem-laskentaa ja sylinteriä on myös testattu käytännössä. Fem-laskennasta ja sen tuloksista ja niiden vertailusta käytännön testin tuloksiin enemmän vikaantumismallien Fem-luvun alla.

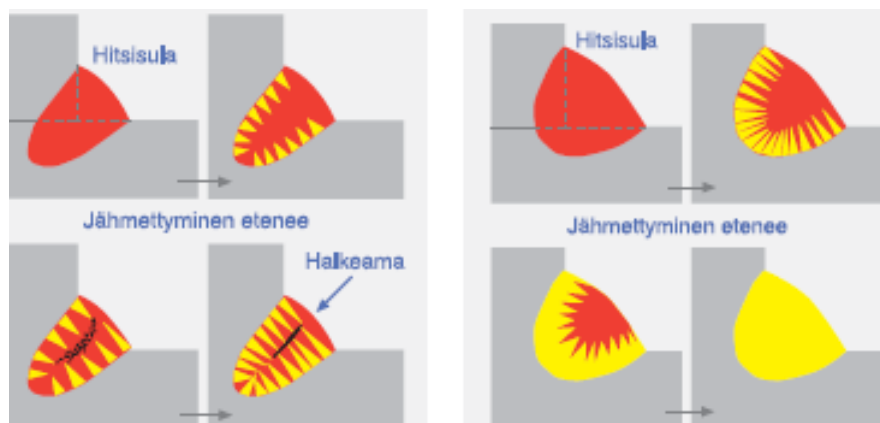
### 3.1.4 Hitsausaumojen vikaantuminen

Sylinterin kokoamisessa hitsaaminen on välttämätöntä monissa kohdissa, riippumatta mitä kokoamistapaa käytetään. Kuten edellä olevassa luvussa huomattiin, hitsausaumamat ovat herkkiä vikaantumisille. Hitsauksessa kappaleiden liitänköhta voidaan lämmittää sähkövirralla, kitkalla, liekillä, lasersäteellä tai elektronisuihkulla. Hitsauksessa usein käytetään myös hitsauslisäaineita parantamaan hitsauksen laatua. (Ojalampi 2012)

Syyt hitsiliitoksen väsymislujisuuden heikkenemisille voidaan jakaa viiteen osaan (Lukkari 2000): hitsausvirheet, hitsausjännitykset, hitsausmuodonmuutokset, materiaalien ominaisuuksien muuttumiset ja geometriset epäjatkuvuuskohdat. Hitsauksen laadusta riippuen hitsausaumaan saa tulla tietty määrä hitsausvirheitä. Hitsausvirheitä voivat olla erikokoiset halkeamat, sauman huokoisuus, hitsaus ei ole yltänyt koko hitsausalueella tai epäpuhtaudet saumassa. Hitsauksessa syntyviä alkuvikoja esiintyy tietyllä jakaumalla, joten vikoja on enemmän isommassa saumassa kuin pienessä. (Ojalampi 2012)

Säröt hitsaussaumassa eivät ole sallittuja hitsauksen laatuluokasta riippumatta. Halkeamia voi silti syntyä hitsaussaumaan myöhemmin. Tällöin puhutaan hitsaussauman väsymisvikaantumisesta. Väsymisvikaantuminen lähtee yleensä liikkeelle hitsauksessa syntyneistä mikrosäröistä. Mikrosäröihin vaikuttaa jännityksiä, jolloin särö lähtee kasvamaan hiljalleen kunnes se kasvaa makrosäröksi, joka on jo silmin nähtävä. Tätä vaihetta kutsutaan särön ydintymisvaiheeksi. Tämän jälkeen särön kasvamisnopeus nousee selvästi ja hitsaussauman pettäminen on jo aika lähellä. Saumaan vaikuttavia jännityksiä syntyy jo hitsausvaiheessa. Nämä jäännösjännitykset johtuvat pääasiassa hitsaussauman ja sen ympärillä olevan aineen lämpötilaeroista. Kuumen sauman ympärillä kappaleiden materiaalit ovat lämpimämpiä ja ne laajenevat hitsauksen aikana enemmän kuin kauempana oleva materiaali. Hitsaussauman jäähtyttyä materiaalit kutistuvat eri määrän riippuen alkuperäisestä laajenemisesta aiheuttaen sisäisiä jännityksiä. (Ojalampi 2012)

Hitsaussaumoihin vaikuttavat myös itse sylinteriin vaikuttavat jännitykset. Tällöin sylinterin muodolla, hitsaussaumojen sijainnilla ja niiden muodolla on suuri merkitys saumoihin vaikuttavien jännitysten kannalta. Vastaaviin tuloksiin on päästy myös Fem-laskennalla tehdyssä analyysissä, jonka avulla sylinterin päädyn hitsauskappaleiden muodolla sekä hitsauksen kohdan pienillä muutoksilla on saatu päädyn hitsauksien elinaika pidemmäksi (Hydoring 2005). Vastaavanlaiseen tulokseen on päässyt myös Wahlsten et. al. (katso Ojalampi 2012) tutkimuksessa, jossa tutkittiin hitsauksen geometrian vaikutusta sen kestävyysväsymiskokeella. Kokeen tuloksista huomattiin hitsaussauman geometrialla olevan enemmän vaikutusta sen kestävyyskuuteen kuin hitsauksen sisäisillä virheillä. Yksi esimerkki hitsaussauman geometrian vaikutuksesta sen lujuuteen on nähtävissä kuvasta 3.6.



**Kuva 3.6** Hitsaussauman muodon vaikutus halkeaman syntyyn (Lukkari 2000)

Kuvasta 3.6 huomataan pitkän ja kapean hitsaussauman olevan huonompi vaihtoehto. Tällöin hitsaussauman jäähtyessä niin sanotut jähmettymisrintamat liikkuvat toisiaan kohti. Tällöin on mahdollista, että saumassa olevat matalan sulamispisteen omaavat epäpuhtaudet liikkuvat sauman keskelle kuvan 3.6 mukaisesti. Kun uloimmat reunat tällöin jähmettyvät ja niiden tilavuus pienenee lämpölaajenemisen johdosta, alkaa

sauman sisäiset jännitykset vaikuttaa. Samaan aikaan sauman keskellä olevat epäpuhtaudet ovat yleensä vielä sulana, jolloin halkeama syntyy hitsaussauman keskelle. (Lukkari 2000)

Hitsaussauman kestävyys vaikuttaa edellä olevien jännitysten ja geometrian lisäksi virheen sijainti sekä jonkin verran hitsauksen materiaalin ominaisuudet. Hitsauksen reunoilla olevat virheet ovat huomattavasti vikaantumisherkeempiä kuin hitsauksen sisällä olevat. Hitsauksen materiaalin ominaisuuksista murtositkeyden on huomattu vaikuttavan hitsaussauman kestävyys. (Ojalampi 2012)

### 3.2 Sylinterien vuodot

Sylinterissä esiintyvät vuodot voidaan jakaa karkeasti kahteen osaan; sisäisiin ja ulkoisiin vuotoihin. Sisäiset vuodot tapahtuvat männän ohi kammioiden välillä kun taas ulkoinen vuoto tapahtuu sylinterin kuoren ja männänvarren välistä ulkomailmaan. Vuoto lasketaan yleensä viaksi vasta kun se on silminnähtävää. Esimerkiksi männänvarren kuuluu olla kostea voitelun takia, mutta kun hydraulinestettä alkaa kertymään selkeästi nähtävä määrä sylinterin ulkopuolelle, se lasketaan vuodoksi. Sisäinen vuoto voi olla joissain sovelluksissa normaalia. Esimerkiksi servosovelluksissa sylinterissä ei ole tiivistimiä ollenkaan, jolloin myös vuotoa tapahtuu. (Kauranne et al. 2008)

Ulkoinen vuoto ei taas ole kovin toivottua, koska ulos vuotanut hydraulineste voi aiheuttaa ongelmia esimerkiksi luonnossa. Ulosmenevä männänvarsi ei toisaalta voi olla täysin kuiva, koska tällöin kitkavoimat ja kulumisen kasvavat männänvarren tiivistimissä. Kun ulosmenevässä männänvarressa on voitelun tarvitsema vuotovirtaus, tutkimuksen (Aaltonen & Koskinen 2013) mukaan takaisin sisään menevä voitelukerros on usein ohuempi. Tämä johtuu voitelukerroksen paksuuden riippuvuudesta ympäröivään pintapainejakautumaan. Pintapainejakaumaan vaikuttaa tiivistimen ominaisuudet ja esijännitys sekä ympäröivän hydraulinesteen paine. Yleensä männänvartta ulos ajettaessa männänvarren puoleisessa kammioissa on alempi paine kuin vartta sisään ajettaessa. Tällöin ulosmenoliikkeen aikana voitelukalvoon vaikuttaa pienempi pintapaine ja se on tällöin paksumpi kuin sisäänmenoliikkeessä. Tämän takia osa voitelukalvosta jää sylinterin ulkopuolelle ja pieni ulkoinen vuoto syntyy.

Vuotojen syntyssyyt voidaan yleensä jakaa kahteen osaan; männänvarren ja sylinterin sisäseinän kulumiseen sekä tiivistinvikoihin. Kulumisen johtuu hydraulinesteessä olevista epäpuhtauksista, joita irtoaa kuluessa lisää siihen männänvarresta ja sylinterin sisäseinistä.

#### 3.2.1 Kulumismekanismit sylinterissä

Kuten aikaisemmin mainittiin, useimmiten pieni sisäinen vuoto on sallittavaa ja jopa haluttua. Usein ajan kuluessa tämä vuoto kasvaa alkaen vaikuttaa sylinterin nopeuteen ja voimiin, jolloin puhutaan vikaantumisesta. Vuotojen yksi syntytyapa on kulumisen,

joka johtuu hydraulineesteessä esiintyvistä epäpuhtauksista. Sylinterissä tapahtuvat kulumistavat voidaan jakaa kolmeen osaan (Kauranne et al. 2008).

Abraasiivinen- eli hiontakuluminen jakautuu kahden ja kolmeen kappaleen abraasioon. Sylinterin tapauksessa kolmen kappaleen abraasio on yleinen. Siinä kahden pinnan välissä on kovia ja teräviä partikkeleita, jotka voivat kuluttaa toista tai molempia pintoja. Tällöin irtoaa yleensä lisää partikkeleita pinnoista. Ajan kuluessa partikkelit myös kuluvat ja voivat päästä pois välyksestä. .

Eroosiokulumisessa pienet epäpuhtaushiukkaset hiovat liikkeessä välyksen pintoja kuluttaen ja irrottaen lisää epäpuhtauksia hydraulineesteeseen. Eroosiokuluminen tapahtuu, kun hiukkaset osuvat pintoihin irrottaen pinnasta hiukkasia liike-energiansa takia. Eroosiokulumisessa kuluvat erityisesti kulmat ja se onkin riippuvainen hydraulinesteen nopeudesta ja koska sylinterissä nopeudet ovat usein melko alhaiset, niin eroosiokuluminen ei ole männän ohi ongelmana. Tosin ongelmia voi syntyä esimerkiksi sylinterien liittimissä ja päädyn vaimennuksissa, joissa hydraulinesteen nopeus kasvaa.

Epäpuhtauksien lisäksi kuluminen voi johtua kahden pinnan välisestä kulumisesta. Tällöin puhutaan adhesiivisesta kulumisesta, jossa kaksi pintaa liikkuvat toisiaan vasten. Pinnan kuluminen riippuu pinnan mikroskooppisista muodoista ja pintojen materiaaleista, Esimerkiksi metalli-metalli pinta on herkkä adhesiiviselle kulumiselle. Tämän metallipintojen välisen kulumisen estämiseksi käytetään yleensä ohjainrenkaita, joiden Teflon ei ole niin herkkä adhesiiviselle kulumiselle. (NSWC 2011)

Epäpuhtauspartikkelit voivat joutua sylinteriin monesta eri lähteestä. Yksi yleinen lähde on sylinterin valmistus ja hydraulijärjestelmän asennus. Käytettäessä hydraulijärjestelmää männänvarret ovat ison yksittäinen epäpuhtauslähde. Sisääntulevan männänvarren voitelukalvossa on epäpuhtauksia, joita pyyhkijärengas ei pysty pyyhkimään. Myös itse kuluminen synnyttää uusia epäpuhtauspartikkeleita kuten aikaisemmin mainittiin. Kulumisnopeuteen vaikuttaa myös paljon hydraulinesteen laatu. Voitelukalvon tehtävänä on suojata materiaaleja epäpuhtauksilta, mutta jos esimerkiksi vesi pääsee kosketuksiin metallipintojen kanssa, se aiheuttaa korroosiota. Vesi myös aiheuttaa hydraulineesteessä kemiallisia reaktioita, jotka vanhentavat nestettä. Näitä reaktioita myös nopeuttavat epäpuhtauspartikkelit hydraulineesteessä.

Männänvarressa voi olla myös naarmuja tai lommoja, jolloin epäpuhtauksia pääsee todennäköisemmin sylinteriin. Toisaalta männänvarren tuomat epäpuhtaudet kuluttavat männänvarren tiivistimiä ja ohjainrenkaita, jolloin voi myös syntyä ulkoinen vuoto. Yksi tapa vähentää tätä on suojata männänvarsi ulkoiselta liialta. Tämä onnistuu niin sanotun männänvarren suojan avulla, mikä myös suojaa männänvartta kolhuilta. Kuvassa 3.7 on esimerkki männänvarren suojan käytöstä.



**Kuva 3.7** Männänvarren suojat kaivurin kauhan sylintereissä (Seal Saver)

Männänvarren suojan materiaaleina voidaan käyttää monia eri materiaaleja, kuten esimerkiksi ballistista nylonia, kevlaria ja eri silikoniseoksia. Myös lämmön- ja haponkestäviä männänsuojia löytyy. Suojia suositellaan käytettävän vaikeissa olosuhteissa, joissa männänvarsi kolhiintuu helposti tai todella likaisissa olosuhteissa. Suojan valmistaja mainostaa jopa kolminkertaista elinikää sylinterille vaikeissa olosuhteissa. (Seal Saver)

### 3.2.2 Tiivistimien vikaantuminen

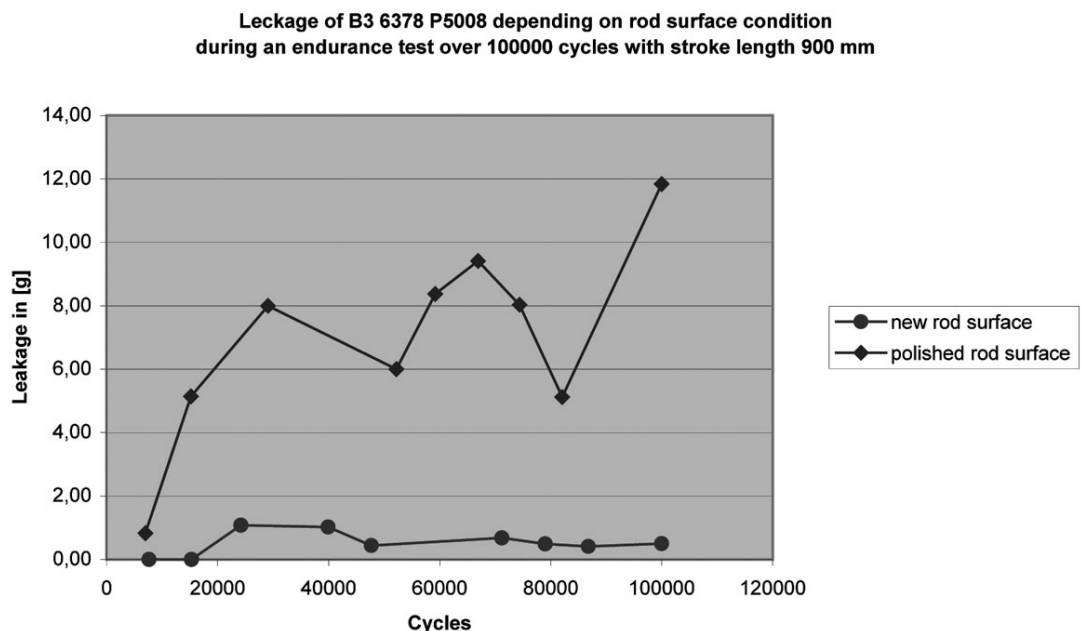
Tiivistimien viat johtuvat monista eri syistä, mutta kuten aikaisemmin mainittiin, kulumisen on yksi niistä. Tiivistimien kulumisen aiheuttaa tiivistyksen heikkenemistä, mikä mahdollistaa vuodon niiden ohi. Vastaavasti kuten sylinterin sisäseinän ja männänvarren kohdalla, epäpuhtaudet hydraulinesteessä aiheuttavat myös tiivistimen kulumista. Näiden lisäksi liian karhea pinnankarheus voi naarmuttaa tiivistimiä aiheuttaen niiden nopeampaa kulumista.

Toisaalta pinnankarheus ei myöskään saisi olla liian sileä. Tällöin voitelukalvoa varten ei ole tarpeeksi voitelutaskuja, jolloin hydraulinesteen määrä voitelukalvossa vähenee, mikä voi aiheuttaa kitkan kasvua. Sopivat pinnankarheusarvot riippuvat käytettävästä tiivistimestä. Esimerkiksi Parker (2012) antaa ohjeelliseksi Ra-

pinnankarheuden maksimiarvoksi  $0,3 \mu\text{m}$  dynaamisille tiivistimille ja elastomeereista valmistetuille staattisille tiivistimille minimiarvoksi  $0,08 \mu\text{m}$ .

Liiallinen kitka aiheuttaa myös lämpöä, joka liiallisena voi vahingoittaa tiivistintä. Tämä on otettava huomioon mahdollisissa tiivistimien vaihdoissa. Papatheodoroun (2004) tekemässä tutkimuksessa tutkittiin juuri männänvarren pinnan vaikutusta tiivistimien käyttäytymiseen. Tutkimuksessa huomattiin männänvarren kulumisen vaikuttavan selkeästi tiivistimien toimintaan. Kitkavoiman huomattiin kasvavan jopa 50 % kun vertailtiin uutta ja käytettyä männänvartta. Ja pienillä nopeuksilla stick-slip ilmiöstä johtuen kasvu saattoi olla jopa 100 %.

Tutkimuksen toisessa kokeessa tutkittiin sylinterin vuotoja reilun miljoonan syklin ajan. Tämä testi suoritettiin uudella männänvarrella ja käytetyllä männänvarrella käyttämällä samaa tiivistintä.



**Kuva 3.8** Tiivistimen vuodot eri männän pinnankarheuksilla (Papatheodorou 2004)

Kuten kuvasta 3.8 huomataan käytetyn männänvarren tapauksessa vuodot kasvavat melko nopeasti. Syynä tähän on männänvarren pinnankarheuden Rz arvojen lasku  $1,2 \mu\text{m}$ :sta  $0,5 \mu\text{m}$ :een. Tällöin kitkan kasvun johdosta tiivistimen tuottama lämpö kasvoi selkeästi, mikä alkoi aiheuttaa tiivistimen ominaisuuksien heikkenemistä ja kulumista, johtaen lopulta sylinterin vuotojen kasvuun.

Tiivistin voi kulumisen lisäksi murtua tai siihen voi tulla halkeamia. Yksi tämän aiheuttavista tekijöistä on jännityskorroosio, eli tiivistin joutuu yhtä aika jännityksen ja korroosion vaikuttamaksi, jolloin tiivistimeen alkaa syntyä pieniä halkeamia. Muut syyt tähän ovat liian suuri paine tiivistintä vasten tai sen lämpötilan nousu. (NSWC 2011)

Elastomeerista valmistetut tiivistimet voivat myös halkeilla niiden joutuessa UV-säteilyn alaiseksi tai kosketuksiin otsonin kanssa, mikä täytyy ottaa huomioon niiden

säilytyksessä. Elastomeerien kohdalla täytyy olla myös tarkempi välysten kanssa, koska niiden pehmeystä ja kimmoisuudesta johtuen, riskinä on tiivistimen joutuminen välyksiin sylinterin liikkeessa, jolloin tiivistimeen voi tulla isoja vaurioita. Usein elastomeereista valmistetut ja dynaamisina tiivistiminä käytettävien tiivistimien joutuminen välyksiin estetään jäykällä tukirenkailla. (Flitney, R 2007)

Tiivistimen tuottamaa lämpötilaa voidaan kuvata painenopeuskertoimen PV-arvon ( Pressure Velocity ) avulla. PV-arvo kuvaa tiivistimen materiaalikohtaista ominaisuutta, joka kertoo kuinka paljon tiivistin kestää nopeutta ja paine-eroa tiivistimen yli (NSWC 2011). Kerroin voidaankin määrittää yhtälön (3.2) mukaisesti:

$$PV = \frac{\pi}{12} DP d_T v k \quad (3.2)$$

jossa DP on paine-ero tiivistimen yli [Pa],  $d_T$  on tiivistimen halkaisija metreinä [m],  $v$  on sylinterin nopeus [m/s] ja  $k$  kuvaa tiivistimen tasapainoa ja jonka suuruus on 1,0 epätasapainossa oleville tiivistimille ja 0,4 tasapainossa oleville.

Jos yhtälön 3.2 mukaisesti laskettu tiivistimeen järjestelmässä vaikuttava PV-arvo ylittää valmistaman antaman PV-arvon, tiivistin tuottaa lämpöä enemmän kuin sen on suunniteltu kestävä ja tällöin sen kulumisen kasvaa. Toisaalta mitä isompi PV-arvo on sitä paremmin tiivistin kestää isompia nopeuksia ja paine-eroja. Tällöin myös sen järjestelmään tuottama lämpö kasvaa ja se voi lisätä jäähdytyksen tarvetta. Tiivistimen tuottamaa lämpöä voidaankin kuvata yhtälöllä (3.3):

$$Q = 0,073PV \mu a_0 \quad (3.3)$$

jossa Q kuvaa lämmönsiirtoa [kJ/h]  $\mu$  materiaalikohtainen kitkakerroin ja  $a_0$  tiivistimen tiivistävä pinta-ala [ $m^2$ ].

### 3.2.3 Ilman vaikutus sylinterissä

Männänvarren tiivistimien tehtävänä ei ainoastaan ole estää ulkoista vuotoa, vaan lisäksi estää ulkoa likapartikkelien sekä ilman pääsy sylinteriin. Ilmaa voi sylinteriin joutua muualtakin hydraulijärjestelmästä. Yksi ilman lähteistä on hydraulijärjestelmän asennus, jolloin ilmaa usein jää järjestelmään.

Pieni määrä ilmaa on useimmiten liuenneena öljyyn, mikä ei ole kovinkaan vaarallista sylinterin kannalta. Toisaalta hydraulinesteeseen liunneen ilman määrä on myös riippuvainen paineesta. Tällöin korkeassa paineessa öljyyn voi liueta ilmaa huomattavasti enemmän kuin alhaisimmilla paineilla, mikä voi olla ongelmallista paineen laskiessa. Tällöin nesteessä ylittämä määrä ilmaa eroaa nesteestä ja muuttuu ilmakupliksi. (Dixon 2007)

Edellä oleva tilanne ei ole ainoa, jolloin ilmaa voi päästä sylinteriin. Toinen tilanne on alipainetilanteet, jolloin kavitaatio on mahdollinen. Alipaine voi syntyä kun

sylinteriä ohjaava venttiili suljetaan nopeassa vauhdissa ja raskas kuorma jatkaa liikettään, jolloin toisen kammion tilavuus kasvaa ja venttiilin ollessa kiinni kammion paine laskee. Kammion ollessa männänvarren puoleinen kammio, myös ilman pääsy männänvarren tiivistimien ohi on todennäköisempää alipaineen takia.

Sylinterissä erillään esiintyvä ilma on jo isompi ongelma. Ilma lisää huomattavasti joustoa, jolloin sylinterin tarkka paikannus vaikeutuu. Tällöin sylinterissä on myös mahdollinen niin sanottu diesel-efekti. Diesel-efektissä sylinterissä tapahtuu dieselmootoreista tuttu palamisreaktio. Tällöin ilma ja hydraulineeste paineistettuna syttyvät palamaan, mikä aiheuttaa sylinterien pinnoille, männänvarrelle ja tiivistimille kulumista. (Casey)

Ilma voi esiintyä hydraulinesteessä myös pieninä kuplina, jolloin edellä olevaa ongelmaa ei ole, vaan puhutaan ilman ja nesteen emulsiosta. Pienten ilmakuplien pitoisuuden kasvaessa isommaksi voidaan puhua vaahdosta. Emulsio on mahdollinen kun hydraulinesteessä on ilmaa, joka ei helposti pääse liukenemaan siihen. Emulsion synnyttyä on ilma vaikea erottaa hydraulinesteestä. Ajan myötä nesteen ollessa paikalla ilmakuplat alkavat hiljakseen nousta nesteen pinnalle ja erottua siitä. Emulsio ei ole toivottava ilmiö hydraulisylintereissä, koska emulsion kokoonpuristuvuus suhteessa paineeseen on epälineaarista ja hankala mallinnettava, jolloin esimerkiksi sylinterin paikoitus voi olla hankalaa. (Dixon 2007)

### 3.3 Vikaantumissanasto

Tässä luvussa on tarkoituksena luoda vikaantumissanasto, jonka avulla voidaan jaotella osiin sylinterin yleisimmät vikaantumismuodot. Sanasto ja lyhyet selitykset ovat taulukossa 3.1.

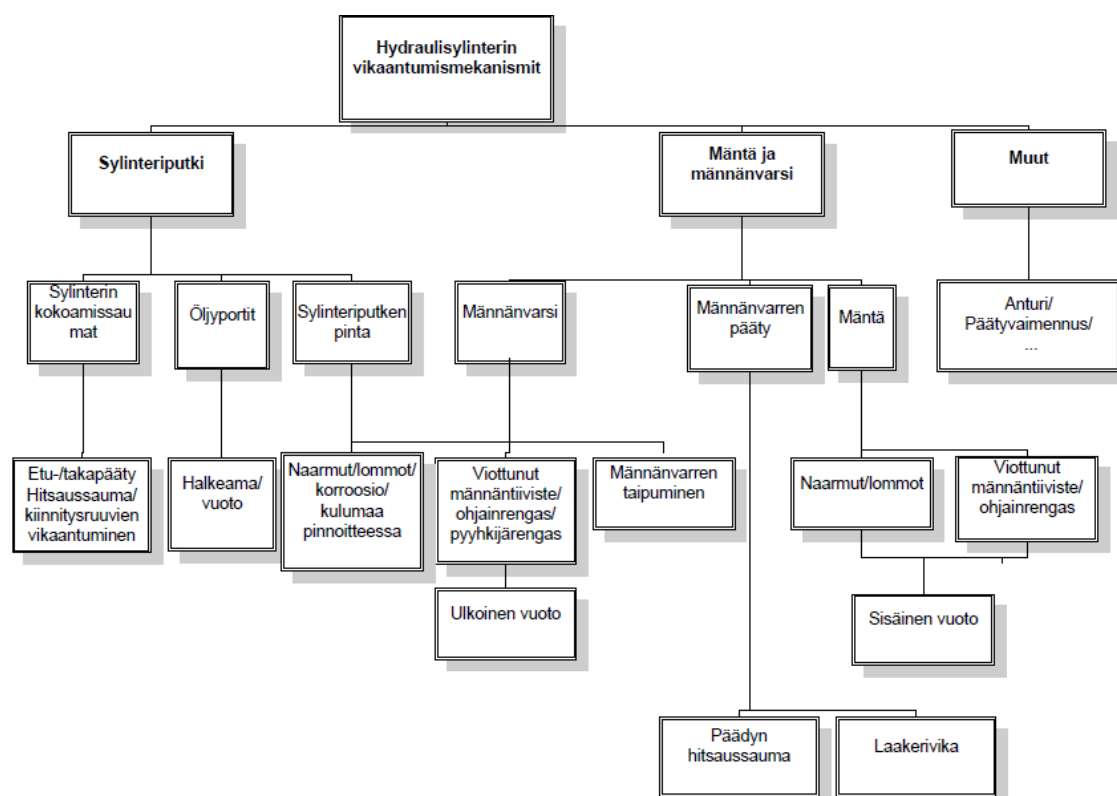
*Taulukko 3.1 Sylinterin vikaantumissanasto*

Sanasto	Selitys
Sylinteriputken pinnoitevika	Sylinteriputken pinnoitteessa silminnähtävä naarmu, lommo tai virhe maalauksessa. Sylinteriputken sisäpinnoite voi olla myös vaurioitunut.
Sylinteriputken saumavika	Sylinteriputken saumassa silminnähtävä halkeama tai pahemmassa tapauksessa vuoto halkeamasta. Saumavika voi esiintyä sylinterin kokoonpanosaumoissa, öljyliitännän saumoissa tai sylinterin kiinnityssaumoissa.
Männänvarren pinnoitevika	Männänvarren pinnoitteessa silminnähtävä naarmu, lommo tai pinnoite voi olla kulunut kokonaan pois.
Männänvarren taipuminen	Männänvarsi on taipunut palautumattomasti kuorman poistuttua. Yleisimmät syyt radiaaliset voimat ja liian suuresta aksiaalisesta voimasta johtuva nurjahdus.



Laakerivika	Sylinterin päädyssä tai männänvarren päädyssä mahdollisesti olevien laakerien hajoaminen. Yleisimmät syyt huono voitelu tai laakeriin paikallisesti vaikuttava suuri voima.
Pyyhkijärengasvika	Pyyhkijärengas on vioittunut, eikä puhdista sisäänmenevää männänvarretta. Se voi olla pullahtanut paikaltaan tai siinä on nähtävissä vaurioita.
Tiivistinvika	Männän tai männänvarren ympärillä oleva tiivistin ei tiivistä halutulla tavalla enää. Yleensä tiivistimen pinnassa on nähtävissä vaurioita. Myös vuodoista voi päätellä mahdollisia tiivistinvikoja. Yleisimmät syyt ovat epäpuhtauksista johtuva kuluminen, myös virheellinen tiivistimen valinta ja asennus ovat mahdollisia.
Anturivika	Anturi ei lähetä todenmukaisia mittaustuloksia.

Sanaston pohjalta luodaan vuokaavio jonka avulla vähemmän sylintereistä tietävä pystyisi kuvaamaan vikaantumiset ja vikaantumiskohteet tarkasti esimerkiksi huoltoa tai korjausta tilattaessa. Vikaantumiset on jaettu karkeasti kolmeen eri pääkategoriaan, jotka ovat nähtävissä kuvassa 3.9 ja sen jälkeen käydään läpi nämä kategoriat ja esitellään esimerkkikuvia eri vikaantumistyypeistä. Kuvassa 3.9 on myös eri vikaantumistyyppien perässä tarkentavia tietoja, joiden avulla vikaantumistavat voidaan tarkemmin kuvata.



**Kuva 3.9** Sylinterin yleisimmät vikaantumismekanismit

### 3.3.1 Sylinteriputken vikaantumiset

Sylinteriputken vikaantumiset ovat yleensä helposti nähtävissä ulkoapäin. Ne voidaan jakaa putken saumojen vikaantumiseen ja itse putken ulkoisiin vikoihin. Nämä eivät välttämättä ole kovin isoja tai vakavia, mutta putkessa voi esiintyä lommoja, naarmuja, korroosiota tai vaikka maalausvirheitä. Nämä eivät itsessään vaikuta sylinterin toimintaan, mutta esimerkiksi ne usein kuuluvat takuun alaisuuteen, jolloin ne voidaan haluta korjata.

Sylinteriputken saumojen vikaantumiset yleensä johtavat jossain vaiheessa halkeamiin, jolloin sylinteri alkaa vuotaa. Saumojä sylinterissä on pääasiassa päätyjen kiinnityksissä ja öljyporttien kohdalla. Usein nämä ovat hitsaussaumojä, mutta päätyjen kiinnitykset on myös mahdollista toteuttaa eri tavoilla, kuten aikaisemmin esiteltiin. Kuvassa 3.10 on nähtävissä yleisempiä vikaantumisia sylinteriputken saumoissa.



*Kuva 3.10 Kaksi yleistä sylinteriputken saumojen vikaantumista*

Vikaantumisen sijaintikin olisi hyvä tietää, esimerkiksi kuvan 3.10 vasemman puoleisessa tapauksessa vikaantuminen on tapahtunut sylinterin takapäädyn hitsaussaumassa, kun toinen vaihtoehto olisi sylinterin etupääty. Samoin öljyporttien kohdalla voisi ilmoittaa onko portti etu- vai takapäädyn puoleinen, jos sylinteri on kaksitoiminen.

Sylinteriputken päätyjen ollessa kiinnitettyinä ruuveilla tai sidepulteilla, ruuvit voivat vääntyä, mennä poikki tai avautua.

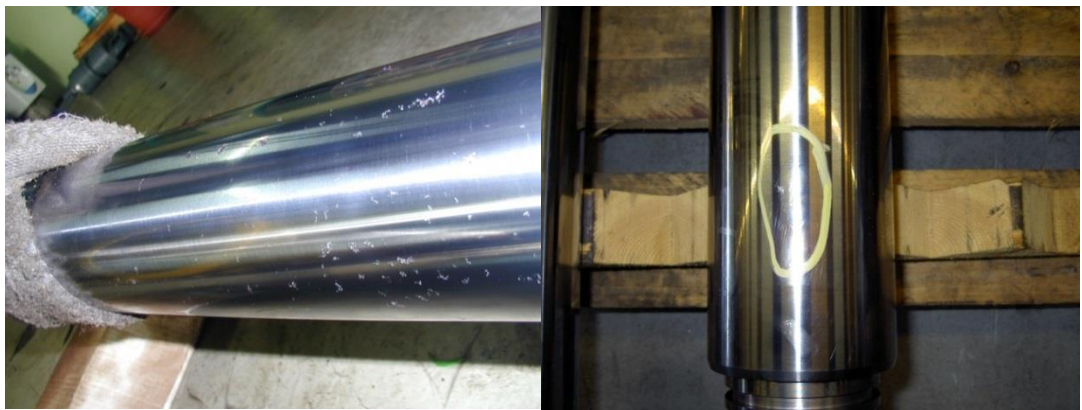
### 3.3.2 Männän- ja männänvarren vikaantumiset

Männänvarren vikaantumiset on myös helppo huomata. Pahimmillaan männänvarsi voi taipua eli nurjahtaa kuten kuvasta 3.11 nähdään.



**Kuva 3.11** Männänvarsi nurjahtanut

Männänvarren nurjahduksen jälkeen sylinteriä ei voida käyttää ilman korjaamista. Männänvarteen voi myös tulla lievempiä vikoja, jotka eivät suoranaisesti estä sylinterin käyttöä. Männänvarteen voi tulla erilaisia naarmuja tai lommoja, joiden kautta sylinteri usein alkaa vuotaa männänvarren kautta. Yleensä vikaantumiseksi lasketaan jos lommo tai naarmu on silminnähtävissä. Kuvassa 3.12 on nähtävissä muutama vikaantunut männänvarsi.



**Kuva 3.12** Vikaantuneita männänvarsia

Kuten kuvasta 3.12 huomataan, männänvarressa ei tarvitse olla isoakaan naarmua tai lommoa niin se voidaan laskea vikaantuneeksi. Toki ihan pienet lommot tai naarmut eivät aiheuta isoakaan ulkoisia vuotoja ja niitä voidaan käyttää. Usein näin tehdäänkin, kunhan ulkoinen vuoto ei kasva liian suureksi. Yleensä naarmun löydettyäessä tutkitaan, mikä on naarmun syynä, jotta tiedetään onko vikaantuminen syntynyt ulkoisista syistä vai onko syynä viallinen pinnoite, jolloin se yleensä kuuluu takuun alaisuuteen. Kuvan 3.12 tapauksissa vasemman puoleinen vikaantumien johtuu

todennäköisesti pinnoitteen alle päässeestä korroosiosta ja oikean puoleinen naarmu ulkoisesta osumasta.

Männän vikoja ei yleensä ole mahdollista nähdä ennen kuin sylinteri avataan. Yleensä männän vikana on kuluminen. Kuluminen esiintyy useimmin naarmuina, joiden kautta sylinteri vuotaa sisäisesti. Kuluminen voi johtua sylinterin sisään joutuneista epäpuhtauksista. Mahdollista on myös sylinteriputken ja männän välinen kosketus, jolloin kuluminen on yleensä suurta. Kuvassa ?? on nähtävissä pahasti kulunut mäntä.

### 3.3.3 Sylinterin vuodot

Ulkoiset vuodot ovat helposti nähtävissä ja ne sijaitsevat yleensä sylinteriputken päätyjen saumoissa tai öljyporttien saumoissa. Öljyportit voivat myös olla viallisia, joten niiden vuoto ei välttämättä tapahdu saumojen kohdalta. Yleinen vuotokohta on myös männänvarren tiivistimet. Tässä pitää kuitenkin ottaa huomioon, että männänvarren kuuluu olla voideltuna. Kuten aiemmin esitettiin osa hydraulineesteestä jää sylinterin ulkopuolelle ja ajan kuluessa se voi muodostaa nähtävän kerroksen, jota ei kuulu kuitenkaan sekoittaa vikaantumiseen.

Sisäisiä vuotoja ei voida ulkoapäin suoraa nähdä. Ne ilmenevät yleensä, kun sylinterin huomataan liikkuvan ohjausventtiilien ollessa kiinni. Sisäisten vuotojen lisäksi sylinterin liikuttamiseen voidaan tarvita aikaisempaa suurempia voimia, jolloin mahdollisesti metallipinnat liukuvat toisiaan vasten tai sylinterissä voi olla tarpeeksi suuri epäpuhtauspartikkeli, joka voi vastustaa männän liikettä. Sylinterin päätyjen ollessa hitsattu kiinni ei tarkempaa vikaantumistarkastelua voida tehdä. Mikäli sylinteri voidaan kuitenkin avata tarkemman vikaantumissyyn löytäminen on mahdollista.

### 3.3.4 Tiivistin- ja ohjainrenkaidenviat

Tiivistin- ja ohjainrenkaiden viat ei monesti ole nähtävissä ennen kuin sylinteri avataan. Toki niiden vikaantumisen aiheuttamia syitä on nähtävissä, jolloin voidaan epäillä tiivistevikaa. Sisäinen vuoto männän ohi ja ulkoinen vuoto männänvarren kautta voivat johtua tiivistinvioista. Ohjainrenkaan viat ovat myös mahdollisia. Pahimmissa tapauksissa ohjainrenkaan vikaannuttua jälki voi olla alla olevan kuvan mukaista.



*Kuva 3.13 Pahasti kuluneet sylinteriputken sisäpinta ja mäntä.*



Helpommin ulkoa päin näkyvä on pyyhkijärenkaan vikaantuminen. Pyyhkijärenkaan ja männänvarren välille voi olla syntynyt silmin nähtävä rako, josta epäpuhtaudet pääsevät sylinterin sisään tai pyyhkijärengas voi olla pullahtanut kokonaan paikaltaan.

### 3.3.5 Muut vikaantumiset

Edellä olevien vikaantumisten lisäksi, sylinteri voi vielä vioittua monilla eri tavoilla. Erillisiä komponentteja, jotka voivat vioittua ovat esimerkiksi päätyvaimennukset ja eri anturit, jos niitä sylinterissä käytetään. Päätyvaimennuksen vikaantumisen yleensä huomaa ilman sylinterin avaamista. Tällöin sylinterin nopeus ei välttämättä hidastu tarpeeksi ajettaessa pätyyn tai on mahdollista, kuten kuvan 3.14 tapauksessa, että päätyvaimennuksen holkki on vääntynyt eikä sylinteriä voida ajaa pätyyn saakka.



*Kuva 3.14 Vääntynyt päätyvaimennuksen holkki*

Anturivikojen huomaaminen voi olla hankalampaa riippuen sovelluksesta, jossa niitä käytetään. Yleensä ne voidaan huomata sylinterin liikkeestä, joka ei ole halutun kaltainen.

## 4 HYDRAULISYLINTERIEN VIKAANTUMISMALLIT

Vikaantumismalli voidaan luoda monella eri tavalla. Yleinen tapa on kerätä tilastotietoa, jonka pohjalta voidaan luoda tilastollinen malli. On myös mahdollista tutkia vikojen fysikaalisia taustoja, joiden avulla voidaan luoda vikaantumismalli kyseiselle vikaantumiselle. Esimerkkinä on Fem-analyysi, jota voidaan käyttää mekaanisen rakenteen keston arvioimisessa. Yhtenä vaihtoehtona on NSCW-11 mallissa käytetty semi-empiirinen tutkimustapa, joka perustuu kerätyn tilastotiedon lisäksi kokemustietoon, joiden avulla on luoto vikaantumismalli. Lisäksi on muutaman sylinterivalmistajan vikaantumismalli omille sylintereilleen.

### 4.1 Mekaanisten komponenttien vikaantumismalli- NSWC-11

Yhdysvaltojen laivaston (Naval Surface Warfare Center Carderock Division) tekemä ja laivaston teknologiatoimiston (Office of Naval Technology under the Logistics Exploratory Development Program, P.E. 62233N) sponsoroima malli (NSCW-11) jonka avulla voidaan ennustaa mekaanisten komponenttien elinikää. Menetelmä ei perustu ainoastaan kerättyyn tilastotietoon vaan ottaa huomioon myös komponenttien ominaisuuksia. Menetelmässä on luotu malleja monille eri komponenteille, mutta sylinterien kannalta kiinnostavia ovat lineaariset toimilaitteet ja tiivistimet.

Vikaantumismallit on tehty alkuperäisessä lähteessä US-suureilla, joten tarkoituksena on korjauskertoimien avulla muokata yhtälöitä siten, että niissä voidaan käyttää SI-suureita. Nämä korjauskertoimien määrittämiset ja yhtälöiden muokkaamiset löytyvät liitteestä 1.

#### 4.1.1 Hydraulisylinterin vikaantumismalli

Hydraulisylinterin vikaantumismallissa ( NSWC 2011 ) ei oteta huomioon muuta kuin itse toimilaite sylinteriputkineen ja mäntineen. Omilla vikaantumismalleilla lasketaan tiivistimien vikaantumiset. Hydraulisylinterin vikataajuus on muotoa:

$$\lambda_{AC} = \lambda_{AC,B} C_{CP} C_T \quad (4.1)$$

jossa  $\lambda_{AC}$  on vikaantumistaajuus [ vikaantumista/miljoona sykliä ],  $\lambda_{AC,B}$  perusvikaantumistaajuus [vikaantumista/miljoona sykliä],  $C_{CP}$  epäpuhtauskerroin ja  $C_T$  lämpötilakerroin.

Perusvikataajuutta määritettäessä vikaantumismekanismina on männän ja sylinterin kuluminen, mikä kasvattaa vuotoja ja niiden kasvaessa tarpeeksi isoksi vuoto lasketaan viaksi. Kuluminen voidaan jakaa kahteen vaiheeseen Bayer-Kun liukumiskulumisteorian mukaan. Sen mukaan ensimmäisen vaiheen aikana kuluminen on suoraan verrannollinen syklien määrään. Teorian mukaan ensimmäinen vaihe loppuu, kun keskimääräinen kuluminen on puolet alkuperäisestä pinnankarheuden suuruudesta. Tämän jälkeen oletetaan välyksen kasvaneen sen verran, että sinne mahtuu isompia kovia hiukkasia, jotka aiheuttavat abrasiivista- tai pintaväsymyskulumista. Tällöin kuluminen lisääntyy selkeästi ja sylinterin vikaantuminen on jo lähellä.

Ensimmäisen vaiheen syklien lukumäärä voidaan arvioida semi-empiirisellä muunnoksella Palmgrenin yhtälöstä:

$$N_0 = 2000 \left( \frac{\gamma K_1 F_y}{S_c} \right)^9 \quad (4.2)$$

jossa  $N_0$  on syklien määrä ensimmäisen vaiheen aikana,  $\gamma$  on kulumiskerroin,  $F_y$  on sylinterin ja männänvarren materiaaleja verrattaessa pehmeämmän materiaalin myötöraja [Pa],  $S_c$  on pintojen välillä oleva puristusjännitys [Pa] ja  $K_1$  on korjauskertoimen SI-yksiköille.

Kulumiskerroin on määritetty olevan 0,20 materiaaleille, jotka ovat herkkiä pintaväsymismurtumiselle ja 0,54 materiaaleille, jotka eivät ole herkkiä sille. Sylinterin aiheuttama puristusjännityksen maksimi on laskettu olettamalla jännityksen olevan samansuuruinen sylinterin ja männän välillä olevalla kosketusalueella. Tällöin sen arvoksi saadaan:

$$S_c = 0,8 \sqrt{K_2 \cdot \frac{\frac{w_s}{L} \frac{D_1 - D_2}{D_1 D_2}}{\frac{1 - \eta_1^2}{E_1} + \frac{1 - \eta_2^2}{E_2}}} \quad (4.3)$$

jossa  $w_s$  on sylinteriin vaikuttava radiaalinen voima [N],  $L$  sylinterin ja männän välillä olevan kosketusalueen pituus [m],  $D_1$  sylinterin halkaisija [m],  $D_2$  männän halkaisija [m],  $\eta_1$  sylinterin Poissonin vakio,  $\eta_2$  männän Poissonin vakio,  $E_1$  sylinterin kimmokerroin [Pa],  $E_2$  männän kimmokerroin [Pa] ja  $K_2$  korjauskertoimen SI-yksiköille.

Sijoittamalla yhtälön (4.3) yhtälöön (4.2) ja ottamalla huomioon voitelun vaikutuksen saadaan yhtälö:

$$N_0 = k_1 [\gamma K_1 F_y / \sqrt{K_2 \cdot \frac{\frac{w_s}{L} \frac{D_1 - D_2}{D_1 D_2}}{\frac{1 - \eta_1^2}{E_1} + \frac{1 - \eta_2^2}{E_2}}}]^9 \quad (4.4)$$

jossa  $k_1$  on  $15,4 \cdot 10^3$  ottaen huomioon voitelun vaikutuksen. Edellä olevat yhtälöt (4.3) ja (4.4) on määritetty sylintereillä joihin vaikuttaa radiaalinen voima. Monissa

sovelluksissa ei ole radiaalisia voimia, vaan ainoastaan sylinterin suuntaisia aksiaalisia voimia, jolloin vastaavaksi yhtälöiksi saadaan:

$$S_C = 0,9 \cdot \sqrt[3]{K_{21} \cdot \frac{W_A \left(\frac{D_1-D_2}{D_1 D_2}\right)^2}{\left(\frac{1-\eta_1^2}{E_1} + \frac{1-\eta_2^2}{E_2}\right)^2}} \quad (4.5)$$

jossa  $w_A$  on aksiaalinen voima [N].

$$N_0 = k_2 [\gamma K_1 F_y / \sqrt[3]{K_{21} \cdot \frac{W_A \left(\frac{D_1-D_2}{D_1 D_2}\right)^2}{\left(\frac{1-\eta_1^2}{E_1} + \frac{1-\eta_2^2}{E_2}\right)^2}}]^9 \quad (4.6)$$

jossa  $k_2$  on  $17,7 \cdot 10^3$  ottaen huomioon voitelun.

Edelliset yhtälöt (4.2-4.6) kuvaavat kulumista ensimmäisen eli lineaarisen kulumisen alueella. Yleensä sylinterin iäksi voidaan suoraan määrittää lineaarisen kulumisen ikä, koska sen jälkeen alkava toisen vaiheen kulumisen on nopea, eikä sylinteriä voida tämän alkaessa käyttää enää pitkään. Toisen vaiheen kulumisen suuruudelle on määritetty yhtälö:

$$V = \frac{K K_3 W K_4 d}{K_1 H} (N - N_0) \quad (4.7)$$

jossa  $V$  kuvaa irronneen materiaalin tilavuutta [ $m^3$ ],  $K$  materiaalikohtaista kulumiskerrointia,  $W$  kuorman suuruutta [kg],  $d$  liukumisatkaa [m],  $H$  läpäisykovuutta [Pa],  $N$  sylkien määrää ennen vikaantumista,  $N_0$  syklien määrää kulumisen ensimmäisen vaiheen aikana ja  $K_3$  sekä  $K_4$  korjauskertoimia SI-suureille. Ratkaisemalla syklien määrää yhtälöstä (4.7) saadaan yhtälöksi:

$$N = \frac{V K_1 H}{K K_3 W K_4 d} + N_0 \quad (4.8)$$

Kulumisen toisen vaiheen aikana vuotovirtaus on kasvanut jo aika suureksi ja alkaa vaikuttaa sylinterin vasteisiin. Vuotovirtausta voidaan mallintaa laminaarisen virtauksen yhtälöllä:

$$Q_{lam} = \frac{\pi D_2 a^3 \Delta p}{12 \nu L} \quad (4.9)$$

jossa  $Q_{lam}$  vuodon suuruus [ $\frac{m^3}{s}$ ],  $D_2$  männän halkaisija [m],  $a$  välyksen suuruus sylinterin ja männän välillä [m],  $\Delta p$  paine-ero männän yli [Pa],  $\nu$  hydraulinesteen dynaaminen viskositeetti [Pa·s] ja  $L$  männän pituus [m].



Välyksen suuruus pystytään laskemaan ottamalla huomioon alkuperäinen välys sekä kulumisen tekemän välyksen kasvun vaikutus:

$$a = (D_1 - D_2) + h \quad (4.10)$$

jossa  $D_1$  sylinterin sisäpinnan halkaisija [m] ja  $h$  kulumisesta johtuvien naarmujen syvyys [m]. Jos kosketuspinta-alan oletetaan olevan  $A$  ja  $V$  oli irronneiden materiaalien tilavuus, niin kulumisen keskimääräinen syvyys voidaan määrittää näiden avulla:

$$h = \frac{V}{A} \quad (4.11)$$

Sijoittamalla yhtälöt (4.11) ja (4.12) yhtälöön (4.9) saadaan laminaarisen vuotovirtauksen yhtälöksi:

$$Q_{lam} = \frac{\pi D_2 \left( (D_1 - D_2) + \frac{V}{A} \right)^3 \Delta p}{12 \nu L} \quad (4.12)$$

Ratkaistaan yhtälö (4.12)  $V$ :n suhteen ja sijoitetaan yhtälöön (4.8), jolloin saadaan sylinterille kokonaiselinikä sykleissä:

$$N = \frac{AK_1 H}{KK_3 WK_4 d} \left( \left( \frac{12 Q_{lam} \nu L}{\pi D_2 \Delta p} \right)^{\frac{1}{3}} + (D_2 - D_1) \right) + N_0 \quad (4.13)$$

jossa vuotovirtaus  $Q_{lam}$  on ennalta määritetty maksimiarvo vuotovirtaukselle.

Kuten aikaisemmin mainittiin, ensimmäisen kulumisvaiheen aikana kulumisen on lineaarista ja kulumisen toinen vaihe on lyhyt. Täten sylinterin perusvikataajuuden voidaan arvioida olevan ensimmäisen kulumisvaiheen mukainen :

$$\lambda_{AC,B} = \frac{10^6}{N_0} \quad (4.14)$$

jossa  $\lambda_{AC,B}$  on sylinterin perusvikataajuus [vikaa/miljoona sykliä] ja  $N_0$  on syklien määrä ensimmäisen kulumisvaiheen aikana.

#### 4.1.1.1 Epäpuhtaus- ja lämpötilakertoimien määrittäminen

Sylinterin vikataajuuden yhtälössä 4.1 on epäpuhtauskerroin, jonka tarkoituksena on ottaa huomioon epäpuhtaudet vikataajuuden määrittämisessä. Epäpuhtaudet voivat aiheuttaa kulumista ja väsymistä sylinterin ja männän materiaaleissa.

Epäpuhtauskertoimeen vaikuttaa tietysti epäpuhtauspartikkelien määrä hydraulineesteessä, johon voidaan vaikuttaa jonkin verran hydraulinesteen suodatuksella. Tosin kaikki hiukkaset eivät välttämättä pääse pois sylinteristä, vaan voivat jäädä sinne

pidemmäksikin ajaksi. Hiukkasten koko ja muoto vaikuttavat niiden aiheuttamiin vikoihin. Terävät kappaleet kuluttavat todennäköisemmin pintoja enemmän kuin pyöreäkulmaiset hiukkaset. Samoin hiukkasten koko ei saa olla liian suuri, jotta se mahtuu välykseen. Toisaalta kulumista ei tapahdu paljoakaan, jos hiukkasten koko on pienempi kuin voitelupinnan paksuus.

Epäpuhtauden ominaisuuksien lisäksi epäpuhtauskerrointa määritettäessä täytyy ottaa huomioon kulumispintojen kovuus. Mitä kovemmat pinnat sitä vähemmän hiukkaset kuluttavat pintoja. Ottaen huomioon kaikki edellä mainitut tekijät epäpuhtauskertomeksi saadaan:

$$C_{CP} = C_{Ha} C_S C_N \quad (4.15)$$

jossa  $C_{Ha}$  hiukkasten kovuuskerroin,  $C_S$  suodatukselta johtuvat kerroin ja  $C_N$  hiukkasten kokokerroin.

Hiukkasten kovuuskerrointa kuvaa männän ja sylinterin sisäpinnan kovuuden suhdetta kovimpaan sylinterissä olevaan epäpuhtaushiukkaseen. Tällöin mitä korkeampi on epäpuhtaushiukkasen kovuus, sitä suurempi on myös epäpuhtauskerroin. Suhdetta määritettäessä oletetaan usein kovimman hiukkasen olevan joko sylinterin sisäpinnasta tai männästä. Kovuutta kuvataan HV-arvolla eli se on määritetty Vickersin kovuustestillä. Suodatuksen kertoimen suuruus on suodatuskoko mikroneissa jaettuna kymmenellä ja kokokerroimen arvo on yleensä yksi, poikkeuksena sovellukset, joissa epäpuhtauspartikkelien lukumäärän ja koon odotetaan kasvavan, tällöin kerroin voi olla kaksi.

Lämpötilan vaikutus kulumiseen on vaikeasti määritettävä. Riippuen lämpötilasta korroosion seurauksena syntyy erilaisia hapettumisyhdisteitä. Metallin kulumisen on huomattu olevan suhteessa lämmön sitoutumiseen kulumisessa syntyneisiin epäpuhtaushiukkasiin.

Lämpötilakertoimen yhtälöksi on määritetty:

$$C_T = e^{\Theta/T_a [1 - (\frac{T_a}{T})]} \quad (4.16)$$

jossa  $\Theta$  on aktivointienergiaa kuvaava vakio,  $T_a$  on ympäröivä lämpötila[°C] ja  $T$  järjestelmän opeointilämpötila [°C].

Aktivointienergian lämpötilat vaihtelevat välillä 1200K-6000K ja yleensä se on 1200K. Tällöin useimmissa tapauksissa yhtälö (4.16) voidaan sieventää muotoon:

$$C_T = e^{4[1 - (\frac{25.2}{T})]} \quad (4.17)$$

### 4.1.2 Tiivistimien vikaantumismallit

Kuten luvussa 2.3 mainittiin, tiivistimet voidaan käyttötarkoituksensa mukaan jakaa dynaamisiin ja mekaanisiin tiivistimiin. Sylintereitä tutkiessa ovat dynaamiset tiivistimet tärkeässä roolissa vikaantumisen kannalta. NSCW (2011) esittelemä yhtälö dynaamisen tiivistimen vikataajuudella on muotoa:

$$\lambda_{SE} = \lambda_{SE,B} C_P C_Q C_{DL} C_H C_F C_V C_T C_N C_{PV} \quad (4.18)$$

jossa  $\lambda_{SE,B}$  on perusvikataajuus,  $C_P$  ottaa huomioon hydraulinesteen paineen perusvikataajuudella,  $C_Q$  kuvaa sallitun vuodon vaikutusta,  $C_{DL}$  ottaa huomioon tiivistimen koon,  $C_H$  ottaa huomioon kosketusjännityksen ja tiivistimen kovuuden,  $C_F$  kuvaa pinnan viimeistelyn vaikutusta,  $C_V$  ottaa huomioon hydraulinesteen viskoositeetin,  $C_T$  kuvaa tiivistimen lämpötilan vaikutusta,  $C_N$  kuvaa epäpuhtauksien vaikutusta ja  $C_{PV}$  on kerroin, joka kuvaa paine-nopeuskertoimen vaikutusta.

Perusvikataajuus on dynaamisen tiivistimen kohdalla määritetty olevan 22,8 vikaantumista miljoonaa tuntia kohden.  $C_P$  arvo voidaan laskea yhtälön (4.19) mukaan, sylinterin nopeuden ollessa alle 3 m/s. Nopeuden ollessa tätä korkeampi kertoimen arvo on yksi.

$$C_P = \begin{cases} P_S < 10 \text{ MPa}, & C_P = 0.25 \\ P_S > 10 \text{ MPa}, & C_P = (4.8 \cdot 10^{-8} P_S)^2 \end{cases} \quad (4.19)$$

jossa  $P_S$  [Pa] on paine-ero tiivistimen yli.

Sallitun vuodon kertoimen huomataan pienenevän, mitä isompi vuodon sallitaan olevan, jolloin tiivistimeen vaikuttavat voiteluominaisuudet paranevat. Kertoimen arvo voidaan laskea yhtälön (4.20) mukaan:

$$C_Q = \begin{cases} Vuoto < 0.5 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}, & C_Q = \frac{0.9}{Q_f} \\ Vuoto > 0.5 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}, & C_Q = 4.2 - 4.8 \cdot Q_f \end{cases} \quad (4.20)$$

jossa  $Q_f$  [ $\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$ ] on sallitun vuotovirtauksen suuruus.

Tiivistimen koon huomioon ottavan kertoimen huomataan kasvavan lineaarisesti tiivistimen sisähalkaisijan kasvaessa. Tämänkin kertoimen kohdalla sylinterin nopeuden ylittäessä 3 m/s kertoimen suuruus on yksi. Muulloin kerroin määritetään yhtälön (4.21) mukaisesti:

$$C_{DL} = 43.3 D_{SL} + 0.32 \quad (4.21)$$

jossa  $D_{SL}$  [m] on tiivistimen sisähalkaisija.

Kosketusjännityksen ja tiivistimen kovuuden huomioon ottava kerroin nopeuden ollessa alle 3 m/s on:

$$C_H = \left(\frac{M}{0,55}\right)^{4,3} \quad (4.22)$$

jossa  $M$  on tiivistimen Meyerin kovuus [Pa] ja  $C$  tiivistimeen vaikuttavan paineen suuruus [Pa]. Nopeuden ylittäessä 3 m/s raja-arvon kertoimen suuruus on yksi.

Pinnankarheuden vaikutusta kulumiseen kuvataan kertoimella  $C_H$ . Kun pinnankarheus on tarpeeksi sileä, tämän mallin kohdalla puhutaan alle 0,25 mikrometrin keskiarvillisesta pinnankarheudesta, jolloin pinnankarheus ei vaikuta kulumiseen ja sen kerroin on tällöin yksi. Kun pinnankarheus kasvaa tästä, sen kertoimen arvo voidaan laskea yhtälöllä:

$$C_f = \frac{1}{2^{((10-K_4f)/38)}} \quad (4.23)$$

jossa  $f$  on pinnankarheuden keskimääräinen arvo [ $\mu m$ ].

Hydraulinesteen viskositeetin arvo vaikuttaa suoraan tiivistimen ja sylinterin väliseen voiteluun. Mitä lämpimämpää neste on, sitä pienempi on viskositeetti ja sitä ohuempi voitelukalvo hydraulinestettä jää tiivistimen ja sylinterin väliin. Tällöin kuluminen kasvaa ja kertoimen huomataan kasvavan yhtälön (4.24) mukaisesti:

$$C_V = \frac{\nu_0}{\nu} \quad (4.24)$$

jossa  $\nu_0$  on  $8.2 \cdot 10^{-3}$  Pa·s ja  $\nu$  hydraulinesteen dynaaminen viskositeetti [Pa·s].

Järjestelmän lämpötila on yksi tiivistimiin vaikuttava tekijä. Muovi ja kumipohjaisten tiivistimien monet ominaisuudet ovat lämpötilariippuvaisia. Kuten edellä huomattiin lämpötila vaikuttaa myös hydraulinesteen viskositeettiin. Lämpötilan vaikutusta kuvataan yhtälöllä (4.25):

$$C_T = \frac{1}{2^t} \quad (4.25)$$

jossa  $t = \frac{(T_R - (T_0))}{18}$  kun  $(T_R - T_0) \leq 72^\circ C$  ja muulloin  $C_T = 0.21$ .  $T_R$  on materiaaleille ominainen lämpötilakerroin [ $^\circ C$ ], joka kertoo kyseisen tiivistimen maksimikäyttölämpötilan ja  $T_0$  on järjestelmän opeointilämpötila [ $^\circ C$ ].

Tiivistimien kuluminen kasvaakin epäpuhtaushiukkasten lukumäärän lisääntyessä ja sille on määritetty oma epäpuhtauskerroin yhtälön 4.26 mukaan:

$$C_N = \left(\frac{C_0}{C_{10}}\right)^3 \cdot FR \cdot N_{10} \quad (4.26)$$

jossa  $C_0$  on järjestelmän suodattimen ilmoitettu suodatustarkkuus [ $\mu\text{m}$ ],  $C_{10}$  standardin mukainen suodattimen suodatustarkkuus  $10\mu\text{m}$ , FR tilavuusvirta sylinteriin [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] ja  $N_{10}$  hydraulikomponenttien tuottamien epäpuhtauspartikkelin lukumäärä. Sylinterien tapauksessa arvo  $N_{10} = 126,8$ .

Aikaisemmin tiivistimien vikaantumisen kohdalla mainittiin tiivistimen PV-arvon vaikutus. Tämä otetaan myös huomioon mallissa PV-kertoimella, kun sylinterin liikkeen nopeus on isompi kuin  $0,13 \text{ m/s}$ . Kertoimen arvo on yksi nopeuden ollessa alle  $3 \text{ m/s}$  ja nopeuden ylittäessä sen, kertoimen suuruudeksi saadaan:

$$C_{PV} = \frac{PV_{OP}}{PV_{DS}} \quad (4.27)$$

jossa  $PV_{OP}$  on aikaisemmin määritetyn yhtälön (3.2) mukainen tiivistimeen vaikuttava todellinen PV-arvo ja  $PV_{DS}$  on valmistajan antama tiivistimen PV-arvo.

Edellä määritettiin vikaantumismalli dynaamiselle tiivistimelle. Vastaavanlainen vikaantumistaajuus voidaan määrittää staattiselle tiivistimelle, joka on muotoa:

$$\lambda_{SE} = \lambda_{SE,B} C_P C_Q C_{DL} C_H C_F C_V C_T C_N \quad (4.28)$$

Yhtälö on (4.28) on muuten samanlainen kuin vikataajuus dynaamiselle tiivistimelle, ainoastaan PV-kertoimen vaikutus on poistettu ja perusvikaantumistaajuus on staattiselle tiivistimelle  $2,4$  vikaantumista miljoonaa tuntia kohden. Myös pinnankarheuskerroin on hieman erilainen. Sen arvo on  $0,25$  pinnankarheuden ollessa alle  $0,38\mu\text{m}$  ja sitä karheammilla kertoimen arvo on laskettavissa yhtälön (4.29) mukaan.

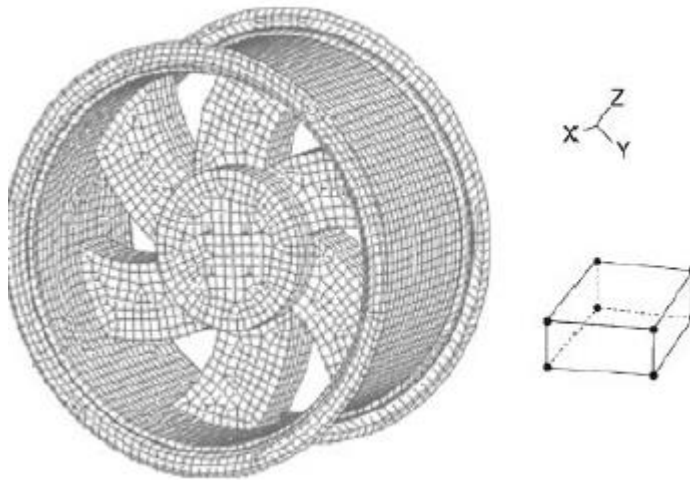
$$C_f = 1,214 f^{1,65} \quad (4.29)$$

jossa  $f$  on pinnankarheus mikrometreinä.

## 4.2 Elementtimenetelmä kappaleiden kestävyyslaskennassa

Elementtimenetelmää (Finite Element Method, FEM) käytetään yleisesti monimutkaisten kappaleiden ja nesteiden käyttäytymisen laskennassa, kun niihin vaikuttaa voimia ja monia muita fysikaalisia ilmiöitä. Näiden ilmiöiden laskeminen on työlästä, etenkin jos niiden välillä on korrelaatioita, jolloin laskemiseen tarvittavat yhtälöt muuttuvat monimutkaisiksi. Fem-analyysissä kappale jaetaan differentiaalisien pieniin laskenta-alkioihin ja näissä vaikuttaviin fysikaalisiin ilmiöihin liittyvät osittaisdifferentiaaliyhtälöt voidaan numeerisesti ratkaista. Kuvassa 4.1

nähdään esimerkkikappale, jonka muodostamiseen on käytetty kuvassa olevaa kolmiulotteista ja kahdeksan solmukohtaa sisältävää kappaletta. (Bathe 2008)



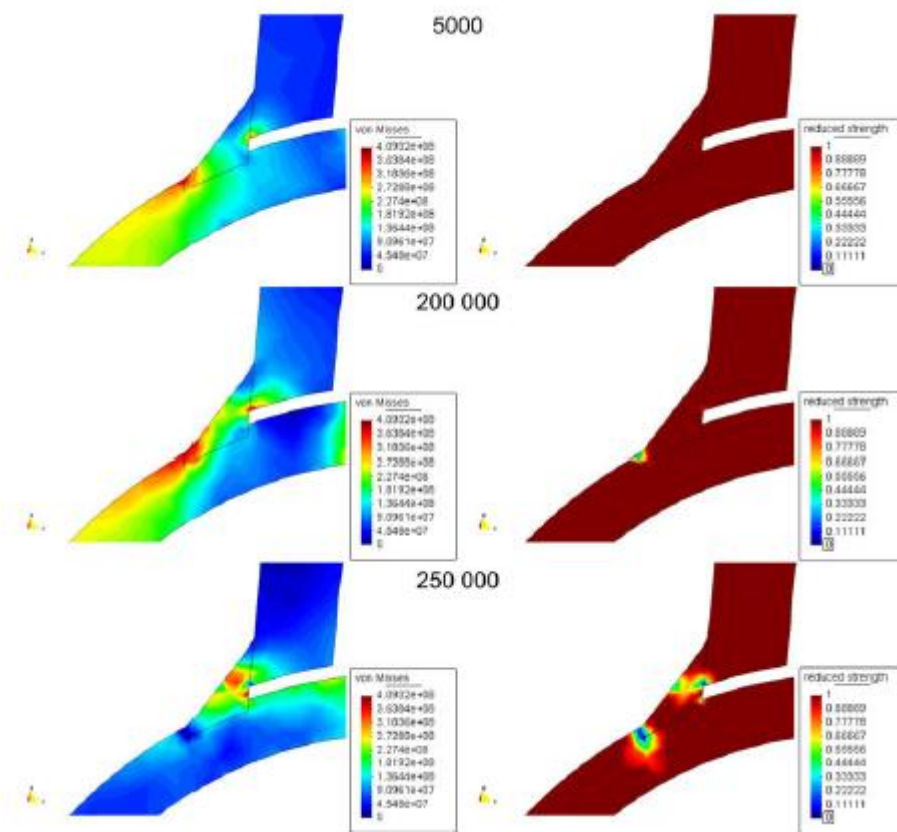
**Kuva 4.1** Esimerkki Fem-analyysiin käytetystä laskenta-alkioihin jaetusta kappaleesta (Bathe 2008)

Kuvan 4.1 mukainen kappale on jaettu kuvassa esiintyvän suorakulmaisen kappaleen muotoisiin kahdeksan solmukohtaa sisältäviin osiin. Kappale voidaan jakaa myös kaksiulotteisiin osiin ja kappaleen muoto voi vaihdella, kuten myös solmukohtien lukumäärä. Solmukohtien avulla kappaleen muoto voidaan kuvata tarkasti ja laskea myös kappaleen tilavuus. Fem-analyysissä lasketaan juuri näihin pieniin kappaleisiin vaikuttavien jännityksien ja ilmiöiden vaikutus kappale kerralla. Laskemalla näihin pieniin kappaleisiin vaikuttavien jännitykset kokonaisuutena, saadaan selville koko kappaleeseen vaikuttavat jännitykset ja niiden sijainti. Jännityksien sijainnin avulla voidaan päätellä, mihin kohtaa kappaletta vaikuttaa suurimmat jännitykset, joten voidaan laskea kestääkö kyseinen kohta kyseistä jännitystä. ( Bathe 2008 )

Jotta Fem-analyysillä saadaan tarkkoja tuloksia, tulee tietää tarkat tiedot kappaleen kuormituksesta, siihen vaikuttavat voimat, paineet ja lämpötilat. Toinen tärkeä tieto on kappaleen materiaalin ominaisuudet. Kuinka materiaali käyttäytyy erilaisten kuormitusten vaikutuksen alla sekä kuormituksen vaikutus kappaleen venymiseen. Tämäkin vaihtelee selkeästi eri materiaaleilla, esimerkiksi metalleilla venyminen on lineaarista myötörajaan saakka, kun taas esimerkiksi elastomeerien kohdalla venyminen on epälineaarista ja kappale voi venyä jopa 100% alkuperäisestä mitastaan. (Freudenberg 2007)

Metallien kohdalla Fem-simulointi on kohtalaisen helppoa ja sillä saadaan melko tarkkoja tuloksia johtuen juuri metallien lineaarisesta käyttäytymisestä. Aikaisemmin sylinterinkuoren vikaantumisluvun alla käsiteltiin Puolalaisen yliopiston tutkimusta (Bedranek & Sosnowski 2010), jossa sylinterin elinikää oli määritetty laskemalla ja käyttämällä Fem-simulointia. Fem-simuloinnilla määritettiin Von Mises jännityskentät ja kuormituksena käytettiin sinimuotoisesti käyttäytyvää kuormitusta, mikä kuvaa hyvin sylinterin käyttöä. Tässä tutkimuksessa todettiin pelkän S-N -käyrän olevan liian

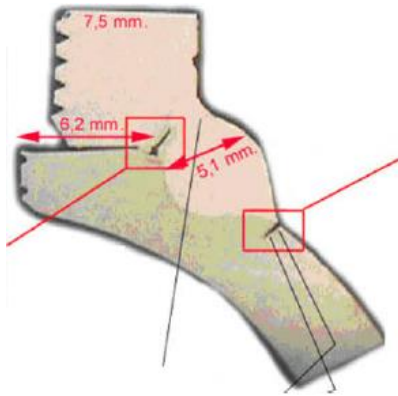
epätarkka kuvaamaan tarkasti metallin väsymistä. Tämän takia laskennassa on otettu huomioon plastiset muodonmuutokset ja metalliin syntyvien säröjen vaikutus väsymiskestävyyteen. Tämä säröjen heikentävä vaikutus kappaleen lujuuteen on nähtävissä alla olevasta kuvasta 4.2, jossa esitetään kappaleen lujuudet syklien lukumäärän kasvaessa.



**Kuva 4.2** Fem-simuloinnilla määritetyt Von Mises jännityskentät ja säröjen vaikutus kappaleen lujuuden heikkenemiseen. Kuvassa vasemmalla punainen kuvaa suurinta vaikuttavaa jännitystä ja oikealla puolella sininen kuvaa isointa lujuuden heikkenemistä. (Bedranek & Sosnowski 2010)

Tämä säröjen heikentävä vaikutus on myös esitelty Salmen ja Virtasen (2008) materiaalien mekaniikan oppikirjassa. Metalleille on määritetty transitiosärönpituus. Se kertoo särön pituudelle raja-arvon, jota pidemmät säröt heikentävät materiaalin lujuutta. Tällöin materiaalin myötörajan sijasta lujuuteen vaikuttaa materiaalikohtainen murtumissitkeys, joka kuvaa materiaalin kykyä vastustaa säröjen kasvua. Kappaleeseen vaikuttavan jännityksen ylittäessä kyseisen arvon säröt kasvavat ja murtuminen on mahdollinen. Murtumissitkeys kuten transitiosärönpituus riippuvat materiaalien myötörajasta ja sitkeydestä. Yleensä korkea myötörajaisella kappaleella on alhainen sitkeys ja päinvastoin. Mitä alhaisempi on kappaleen sitkeys, sitä alhaisempi on myös murtositkeys. Alhainen sitkeys myös alentaa transitiosärönpituutta, jolloin yleensä korkea myötörajan omaavilla materiaaleilla säröt ovat suurempi ongelma.

Fem-analyysillä kuvan 4.2 hitsausaumalle saatiin eliniäksi n. 450 000 sykliä ja vastaavasti testissä sylinteri kesti n. 360 000 sykliä. Käytännön testejä ei tehty montaa, joten sylinterin elinikä voi myös vaihdella, jos testejä tehtäisiin useampia. Kappaleen lujuuden heikkenemisen kohdat tutkittiin myös käytännössä ja kuvan 4.3 mukaisesti testissä syntyneet säröt seurasivat melko tarkasti simuloinnissa saatuja tuloksia.



**Kuva 4.3** Testin aikana sylinterin öljyliitännän alueella tulleet halkeamat (Bedranek & Sosnowski 2010)

Saadut tulokset ovat melko lähellä laskettuja tuloksia mikä osoitti, että Fem-analyysillä on mahdollista saada tarkkoja tuloksia. Toisaalta mitä monimutkaisempi kappale on, sitä vaikeampi tuloksista on saada luotettavia. Ensinnäkin on tiedettävä kappaleeseen vaikuttavat voimat ja kappaleen fysikaaliset ominaisuudet hyvin. Myös itse analyysia käytettäessä on tiedettävä minkä muotoisiin kappaleisiin analysoitava kappale jaetaan ja millä kiinnitystavalla kappaleet on järkevintä liittää toisiinsa eri tapauksissa. Toinen tärkeä asia on, kuinka moneen osaan kappale jaetaan ja mitkä ovat kappaleiden esiintymistiheys eri kohdissa analysoitavaa kappaletta. Mitä useampi kappale on, sitä tarkemmat tulokset saadaan, mutta samalla myös laskentamäärä lisääntyy ja laskenta voi kestää pitkään. (Bathe 2008)

### 4.3 Tilastolliset mallit

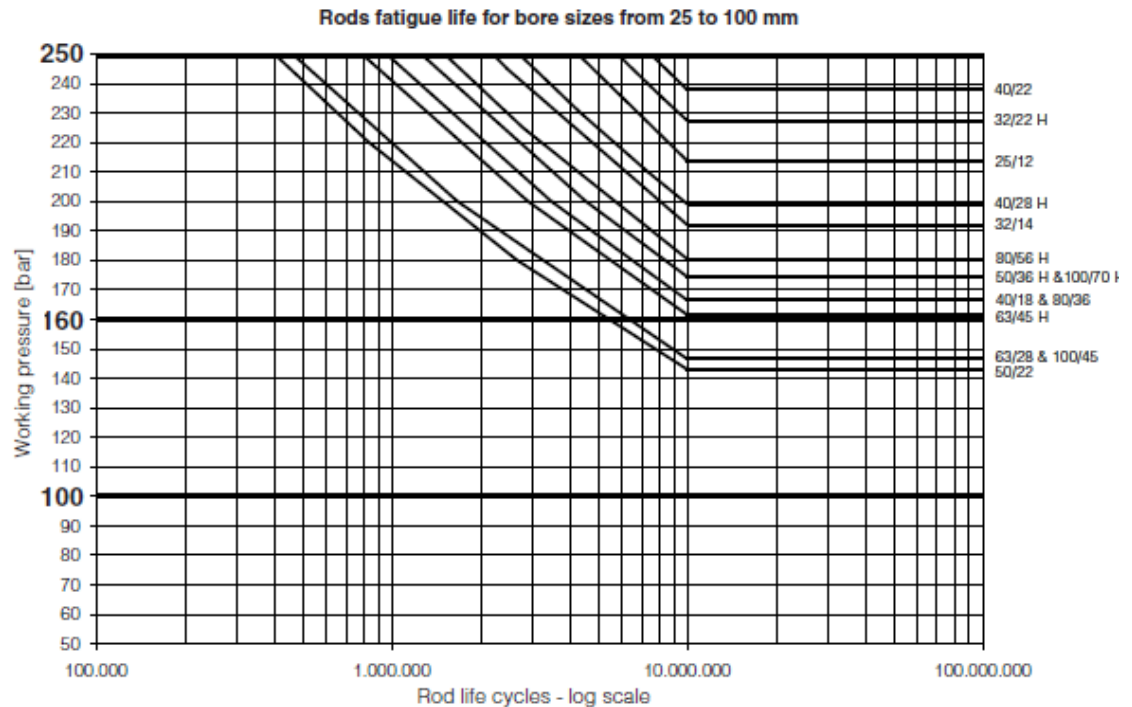
Eri valmistajilta voi löytyä eri arvoja sylinterien eliniälle. Osassa malleissa oletetaan tietyn osan hajoavan ensimmäiseksi ja elinikä määritetään tämän kannalta. On myös elinikäodotuksia koko sylinterille, jotka on tehty usein sylintereille, joita käytetään ihanneolosuhteissa.

Atos on tehnyt oppaan sylinterin valintaa varten. Siinä käsitellään sylinterin koon valitsemista ja nurjahduksen kautta männänvarren halkaisijan valintaa. Oppaassa on myös ennusteita eri sylinterin eliniälle mekaanisen toiminnan kautta.

Atosin mukaan sylinterin elinikä voidaan ennustaa männänvarren kierteiden väsymismurtumisen keston avulla. Sitä pidetään sylinterin heikoimpana kohtana. Ennusteet on tehty ideaalisessa käyttöolosuhteissa käytettäville sylintereille ja eikä niissä oteta huomioon mäntään mahdollisesti vaikuttavia sivuttaisia voimia. Atosin



tekemät ennusteet ovat nähtävissä kuvassa 4.4. Siinä huomataan eliniän pienenevän männänkoon kasvaessa.



**Kuva 4.4** Atosin eliniänennuste sylintereilleen ottaen huomioon männänpään kierteet (Atos)

Kuvasta 4.4 huomataan sylinterin saavuttavan tarpeeksi alhaisilla paineilla niin sanottu ikuinen kesto. Se on mahdollista myös muillekin mekaanisille kappaleille painetasojen ja kuormituksen ollessa tarpeeksi pieniä. Tämä voidaan laskea myös SN-käyrän avulla, jonka avulla voidaan määrittää voimien suuruudet, joilla voidaan saavuttaa niin sanottu ikuinen kesto. Tämä on huomattu käytännön kokeissakin, joissa on päästy pitkiin kestoihin ilman isompia mekaanisia vikoja. Tästä tehty vikaantumiskoe esitellään myöhemmin vikaantumismallin luomisluvussa.

Atosin lisäksi Bosch Rexrothin CDL2-mallin sylinterille löytyy valmistajan antama arvio eliniästä. Eliniäksi annetaan 3000 km tai vastaava syklimäärä riippuen iskunpituudesta. Näihin arvoihin saakka vikataajuuden ilmoitetaan olevan alle 5 % paineen ollessa 70 % ominaispaineesta, männänvarteen ei vaikuta ulkoisia kuormituksia ja männännopeuden ollessa alle 0,5 m/s. (Bosch)

Tiivistimien elinikä on vahvasti riippuvainen sovelluksesta ja itse tiivistinmateriaalista. Tiivisteen hajoamiseen vaikuttaa huomattavasti materiaalin väsyminen, joka johtuu tiivistimen muodonmuutoksista paineen vaihdellessa ja sylinterin liikkuesssa. Tästä johtuen PTFE-tiivistimien odotettu elinikä on korkeampi kuin esimerkiksi elastomeereista valmistetuilla. Hyvän tiivisteen tulisi kestää normaaliolosuhteissa vähintään kaksi vuotta tai 400 km:n kuljetun matkan. (Tiivistetekniikka)

## 5 HYDRAULISYLINTERIN ELINAJAN ENNUSTAMINEN JA SIIHEN VAIKUTTAVIA TEKIJÖITÄ

Vikaantumismallia varten kerättiin materiaalia eri yrityksiltä, mukana oli sekä sylinterivalmistajia että niiden loppukäyttäjiä. Loppukäyttäjäyrityksiä oli sekä teollisuus- että mobilekonepuolelta. Käytännön tiedon kerääminen tapahtui yritysten huoltotietokannoista ja haastatteluista. Tavoitteena oli kerätä mahdollisimman tarkkaa tietoa, jonka avulla voisi luoda vikaantumismallin.

Käytännössä eri yritysten vikaantumis- ja huoltotietokannat vaihtelivat paljonkin. Osassa ei tietokantoihin välttämättä edes merkitty kaikkia vikaantumisia ja useissa tietokannoissa vikaantumistiedon kuvauskaan ei ollut kovin tarkkaa. Tarkkaa vikaantumismallia varten tarvittaisiin tietoa käytännön elinajasta eli sylinterien tapauksessa syklimäärästä tai kuljetuista kilometrimääristä, mutta näitä tietoja ei ollut juurikaan saatavissa. Täten kovin tarkkaa mallia ei voida luoda. Mallin luomisessa käytetäänkin vahvasti eri yrityksissä sylinterien kanssa toimivilta kerättyjen haastattelujen tietoja. Haastatteluissa ilmeni, että sylinterin elinajan pituudet vaihtelevat paljon, eikä kovin tarkkoja likiarvoja käytännön elinajasta osattu antaa. Toisaalta tietoa sai yleisemmistä vikaantumismuodoista eri sovelluksissa ja ympäristöistä ja näiden tietojen pohjalta on tarkoitus luoda vikaantumismalli.

Yhtenä työn tarkoituksena vikaantumismallin luomisen yhteydessä oli verrata mallia NSCW-11 luomaan vikaantumismalliin, mihin tarvittaisiin tarkat tiedot sylinteristä, sekä sen elinajasta. Kovin hyvää vertailua ei voida tehdä kuin yhden sylinterin kohdalta, jota yksi valmistajista on käyttänyt testisylinterinä ja kerännyt siitä tarkat mittaustiedot.

### 5.1 Kokemuksia teollisuudesta

Eri sovelluksissa ja ympäristöissä yleisimmät vikaantumismuodot vaihtelivat jonkin verran. Toisaalta yhtäläisyyksiäkin löytyi ja yksi yleisimmistä vikaantumisista monissa eri sovelluksissa oli männänvarren kolhut ja naarmut. Kolhut ovat ulkoinen vikaantumissyys ja syyt vaihtelivat suuresti. Osassa sovelluksissa on melkein pä oletuksena, että sylinterin ulkopuolella oleviin männänvarsiin osuu tarpeeksi isoja ja kovia kappaleita, jotka aiheuttavat lommoja esimerkiksi kaivoiskoneissa (Sandvik 2013).

Männänvarressa ei tarvitse olla isojakaan lommoja tai naarmuja, kun sen ulkoiset vuodot niiden kohdalta kasvavat jo silmin nähtäväksi. Naarmujen ja lommojen kohdalta myös epäpuhtaushiukkaset pääsevät helpommin sylinterin sisään, jossa ne voivat alkaa

nopeuttamaan männän ja männänvarren kulumista. Toinen yleinen monissa eri sovelluksissa esiintyvä vikaantumismekanismi onkin juuri männänvarren vuodot, jotka voivat johtua joko edellä mainituista kolhuista ja naarmuista tai useissa tapauksissa tiivistinvioista. Tiivistinviat johtuvat usein kulumisesta, joka johtuu epäpuhtaushiukkasten aiheuttamasta kulumisesta. Näitä epäpuhtaushiukkasia pääsee sisään kolhujen ja naarmujen kautta. Niitä pääsee sisään myös pyyhkijärenkaan vikaantuessa, jolloin mikään ei estä lian pääsyä männänvarren tiivistimiin ja sitä kautta myös sylinterin sisään.

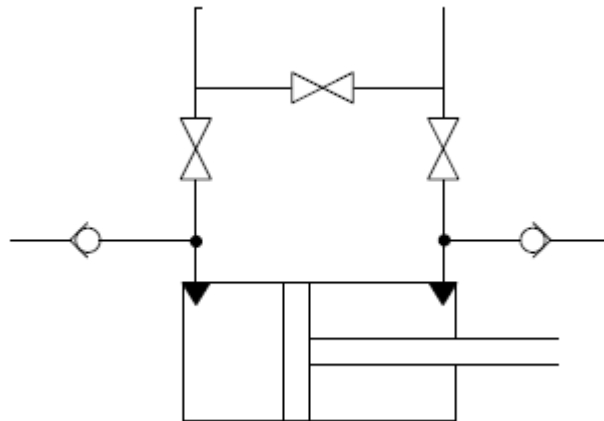
Yhdeksi pyyhkijärenkaan vikaantumissyiksi kerrottiin lian pääsy sylinterikuoren ja pyyhkijärenkaan väliin. Pikkuhiljaa lian määrä välissä lisääntyy siirtäen pyyhkijärenkaan pois paikaltaan, jolloin se ei välttämättä puhdista männänvartta enää yhtä hyvin tai sen kuluminen voi nopeutua ja hajoaminen tulla ajankohtaiseksi, jolloin epäpuhtaudet pääsevät sen ohitse. Yhdeksi yksinkertaiseksi ja toimivaksi ratkaisuksi lian pääsyn estämiseksi pyyhkijärenkaan väliin tai sylinteriin, oli kääntää sylinteri ylösalaisin. Tämän huomattiin vähentävän liasta johtuvia vikoja. (Kynsijärvi 2013)

Tiivistinmyyjän (Lampainen 2013) kokemukset ovat pitkälti samansuuntaiset; yleisimpänä syynä vikaantumisiin pidetään hydraulinesteen epäpuhtauksia. Näiden yleisimpiä lähteitä oli hydraulikomponenttien ja –järjestelmän kokoaminen, jossa epäpuhtauksia on jäänyt joko sylinteriin tai muualle järjestelmään kuten esimerkiksi venttiileihin. Yhtenä pahimmista lähteistä mainittiin koeajoletkujen pikaliittimet. Toinen yleinen syy vikaantumisiin on suunnitteluvirheet eli käytetään väärää tiivistinmateriaalia. Materiaalia valittaessa on otettava huomioon sen kemiallinen kestävyys, lämpötila, liikenopeudet, pinnankarheudet, välykset ja paineenkestot. Näiden syiden lisäksi asennuksessa tapahtuu virheitä. Erityisen tarkkana tulee olla teflon-tiivistimien asennuksen kanssa. Edellä mainitut syyt ovat pitkälti samoja myös ohjainrenkaiden vikaantumisissa, mutta yleisimmäksi syyksi epäiltiin liian suuria pintapaineita, eli suunnittelussa ei ole tarkkaan tiedetty kaikkia sylinteriin vaikuttavia voimia.

Epäpuhtauspartikkeleja pääsee sylinteriin helposti pyyhkijärenkaan hajottua, mutta pienempiä partikkeleja pääsee sisään myös pyyhkijärenkaan toimiessa. Pienemmät partikkelit eivät ole kovin suuri ongelma, mutta ajan kuluessa niiden pitoisuus kasvaa, jolloin ne alkavat kuluttaa mäntää. Pienten partikkelien aiheuttama kuluminen on pääasiassa eroosiokulumista, joka ei kovin nopeasti kuluta mäntää. Isompi ongelma on isommat kappaleet, jotka voivat aiheuttaa abrasiivista kulumista. Isommat kappaleet eivät pääse sylinteriin männänvarren kautta pyyhkijärenkaan toimiessa oikein, vaan lähde on jossain muualla. Ne voivat tulla muualta järjestelmästä, mutta myös itse sylinteristä. Sylinteriä koottaessa hitsaussaumojen kohdalle voi jäädä epäpuhtauksia sekä itse hitsauksessa voi syntyä niin sanottuja hitsauskirppuja, jotka voivat irrota sylinterin sisälle sen käytön alkaessa aiheuttaen nopeasti abrasiivista kulumista ja vuotojen kasvua (Metsävirta 2013).

Jotta epäpuhtaudet poistuisivat mahdollisimman hyvin sylinteristä käytön aikana, sylinteri tulisi asentaa öljyportit alaspäin. Monissa sovelluksissa tämä ei ole

mahdollistaa, jolloin epäpuhtaudet jäävät helposti sylinterin pohjalle pyörimään ja kuluttamaan pintoja. Erityisesti tämä on ongelmana sovelluksissa, joissa sylinteri sijaitsee pitkien letkujen tai putkien päässä, jolloin hydraulineestenvaihto sylinterissä on melko vähäistä, nesteen liikkua ainoastaan edestakaisin sylinterin ja letkujen välillä. Tällöin useissa tapauksissa on hyödyllistä käyttää erillistä huuhtelulinjaa, jonka avulla hydraulineestenvaihtoa saadaan paremmaksi. Kuvassa 5.1 on yksi vaihtoehto toteuttaa huuhtelulinja.



**Kuva 5.1** Eräs tapa toteuttaa sylinterin huuhtelulinja

Kuvan 5.1 tapauksessa sylinterille tuodaan erillinen huutelulinja, jossa sylinteri plus-liikkeen aikana saa hydraulineesteen vastaventtiiliin kautta ja B-kammion hydraulineeste palaa tankkilinjaan venttiilin kautta. Miinus-liikkeen aikana tapahtuma on päinvastainen eli B-kammio saa hydraulineestettä vastaventtiiliin kautta ja A-kammion hydraulineeste palaa venttiiliin kautta tankkilinjaan. Tällöin sylinterissä oleva hydraulineeste vaihtuu jokaisen männän liikkeen aikana.

Toinen yleinen vikaantumismekanismi on mekaaniset vikaantumiset, erityisesti sylinteriputken ja männänvarren päädyn kiinnityskohdat. Sylinteriputkien vikaantumiset olivat yleisempiä sovelluksissa, joissa on käytössä suurempia voimia ja liikenopeuksia. Tällöin sylinteriputkeen vaikuttaa korkeammat paineet ja suuria nopeuksia käytettäessä paineiskuissa paine voi nousta korkeaksi. Sylintereitä on hajonnut usein hitsaussaumojen kohdalta, mutta myös ruuveilla kiinnitetyissä päädyissä ruuveja on auennut tai mennyt poikki ja pääty on irronnut.

Männänvarren nurjahduksia sattui myös usein. Nämä tapahtuivat ulkoisista vioista, hetkellisistä ylikuormituksista tai normaalista poikkeavista radiaalista kuormista. Tosin monissa sovelluksissa sylintereihin vaikuttaa radiaalisia voimia, jolloin riski nurjahdukselle kasvaa. Eräessä tapauksessa oli männänvarsi saatu nurjahtamaan jopa vetoliikkeen aikana (Kynsijärvi 2013). Syyksi oli paljastunut männänvarren päädyn kiinnityksen laakerin jumittuminen vähäisen voitelun johdosta, jonka takia männänvarteen kohdistui radiaalisia voimia.

Yksi muutamissa sovelluksissa esiintyvä vikaantumissyys oli männänvarren kromipinnoitteen kuluminen. Kromipinnoite oli kulunut muutamissa suurissa sylintereissä, joissa ilmeisesti sylinteriä käytetään muussa asennossa kuin pystysuorassa, jolloin painovoima saattaa synnyttää toiselle puolelle männänvarren tiivistimien ja männänvarren välille suuria paineita (Sandvik 2013). Toinen syy kromipinnoitteen kulumiselle oli happopitoiset ympäristöt. Näissä happo esiintyy yleensä vesihöyryn seassa, jolloin se pääsee kosketuksiin männänvarren kanssa ja alkaa syövyttää kromipinnoitetta (Outokumpu 2013, Rautaruukki 2013).

### 5.1.1 Huolto ja korjaaminen

Riippuen sovelluksesta sylintereille voidaan tehdä määräaikaishuoltoja, joiden tarkoituksena on ennaltaehkäistä vikaantumista. Tosin nämä huollot ovat melko harvinaisia ja niitä tehdäänkin pääasiassa sylintereille, joiden toiminta on kriittistä kokonaisprosessin kannalta tai sylintereille, joiden vaihtaminen on työlästä ja aikaa vievää. Useimmiten sylintereitä käytetäänkin, kunnes ne vikaantuvat, jolloin riippuen vikaantumisesta useat niistä voidaan korjata. Toki korjaamispäätös riippuu vikaantumisen vakavuudesta ja sylinterin hinnasta; halvimpia sylintereitä ei ole taloudellisesti edes järkevä korjata.

Sylinterin korjaamista riippuu paljon loppukäyttäjistä. Monissa yrityksissä sylintereitä korjataan itse, kun taas osa lähettää sylinterin valmistajan tai ulkoisen huoltoyrityksen huollettavaksi. Sama sylinteri voidaan korjata ja huoltaa useastikin, joten sitä voidaan käyttää monta kertaa. Eräässä yrityksessä (Rautaruukki 2013) kerrottiin, että jopa noin 90 % vikaantuneista sylintereistä voidaan uudelleen käyttää huollon ja korjaamisen jälkeen. Sylintereitä voidaan myös parantaa loppukäyttäjän toimesta, kun huomataan tietyssä sovelluksessa tietyn vikaantumisen olevan yleisin syy. Esimerkiksi eräässä tapauksessa sylinteripäädyn pulttikiinnityksessä pultit katkeilivat helposti, joten pulttikiinnitys poistettiin ja pääty kiinnitettiin hitsaamalla kiinni minkä jälkeen sylinteri on kestänyt huomattavasti pitempään (Rautaruukki 2013).

Toisaalta kovin vaikeita korjauksia ei sylintereille tehdä. Korjauksien määrä riippuu paljonkin yrityksestä. Esimerkiksi teollisuuden puolella isoissa tehtaissa voi olla jopa tuhansia sylintereitä käytössä, jolloin niitä huolletaan säännöllisesti jo pelkästään taloudellisista syistä. Yleisimmät huollot ovat aika yksinkertaisia; tiivistimien ja ohjaimien vaihto on yleinen toimenpide, mikä voidaan tehdä pienemmissäkin yrityksissä. Irronneita sylinterinpäättyjä voidaan korjata, pieniä naarmuja voidaan hioa pois männänvarresta ja sylinteriputken sisäpinnasta. Osassa yrityksissä ne voidaan myös pinnoittaa uudestaan. (Outokumpu 2013, Rautaruukki 2013)

Huollon ja korjauksen tarpeen arviointi tapahtui pääasiallisesti seuraamalla ulkoapain sylinterin toimintaa. Ulkoiset vuodot on helppo nähdä männänvarresta ja sisäisiä vuotoja voidaan päätellä sylinterin mahdollisesta valumisliikkeestä ohjausventtiilien ollessa kiinni. Mekaanisetkin vauriot on helppo nähdä ulkoapain. Pienen vikaantumisen kuten pienten vuotojen takia sylinteriä ei yleensä vaihdeta heti,

mikäli sitä pystyy vielä käyttämään ja odotetaan seuraavaan huoltoon tai seisokkiin jos mahdollista.

Jonkin verran ongelmiakin ilmeni huollon ja korjauksen kannalta. Käytännön ongelmista ilmeni ainakin sylinterin avaamisen vaikeus (Sandvik 2013). Varsinkin kierteillä kiinnitetyt päädyt olivat välillä todella tiukassa ja päätyjä ei saatu irti aina ehjänä. Toinen ongelma oli sylinterin säilytysolosuhteet. Varsinkin vikaantuneita ja huoltoa tai korjausta odottavia sylintereitä saatettiin säilyttää ulkona ilman mitään suojia. Huollettujenkin sylinterin säilytysolosuhteet vaihtelivat, tosin monesti sylinteri pakattiin sentään muoviin ennen hyllyyn laittoa. Monet sylinterit kestävät useita vuosia ja huoltamalla ja korjaamalla niitä, niiden elinikä voi olla kymmeniä vuosiakin riippuen sovelluksesta. Tästä syystä muutamassa yrityksessä on ollut ongelmia saada varaosia kuten tiivistinsarjoja vanhimpiin sylintereihin, minkä takia on jouduttu ottamaan toimivia sylintereitä pois käytöstä.

## 5.2 Testisylinterin ja vikaantumismallin tulosten vertailu

Sylinterin väsytesti suoritettiin Hydoringin toimesta ja sen tarkoituksena oli tutkia yhden heidän sylinterinsä mekaanista kestoä. Testissä sylinteriä ohjataan edestakaisin pienen kuorman kanssa ja tarkoituksena oli mitata syklien lukumäärä kunnes kaksi miljoonaa sykliä tulee täyteen. Tälle samaiselle sylinterille on tarkoitus laskea odotettu elinikä käyttämällä NSCW-11 vikaantumismallia ja vertaamalla tulosta testistä saatuihin tuloksiin. Mallissa käytetyn sylinterin tiedot ovat nähtävissä taulukossa 5.1. Kaikkia taulukon 5.1 tietoja ei ollut suoraan saatavilla, vaan osa arvioitiin, kuten esimerkiksi kuormavoiman suuruus käyttämällä tiedettyä ohjauspainetta.

**Taulukko 5.1** NSCW-11 mallissa käytetyt sylinterin arvot

Merkki	Suure/tarkoitus	Arvo	Muuta
k <sub>2</sub>	Voitelukerroin	$15,4 \cdot 10^3$	
$\gamma$	kulumiskerroin	0,54	
$F_y$	Pehmeämmän materiaalin myötöraja	$355 \text{ N/mm}^2$	Teräs
$W_A$	Aksiaalinen voima	1,5 kN	Arvioitu paineista
$W_S$	Radiaalinen voima	100 N	Arvioitu
L	Sylinteriputken ja männän kosketusalueen pituus	3 cm	Arvioitu sylinterin kuvasta
$D_1$	sylinterin halkaisija	41 mm	arvioitu
$D_2$	männän halkaisija	40 mm	
$\eta_1$	sylinteriputken Poissonin vakio	0.3	Teräs

$\eta_2$	männänvarren Poissonin vakio	0.3	Teräs
$E_1$	Sylinteriputken kimmokerroin	210000 MPa	Teräs
$E_2$	Männänvarren kimmokerroin	210000 MPa	Teräs
$H_p$	Männän kovuus	1000	Kovakromi
$H_c$	Sylinteriputken kovuus	1000	Kovakromi
T	operointilämpötila	65 °C	
$C_S$	Suodatuskerroin	1	Arvioitu suodatuksen suuruudeksi 10 mikronia
$C_N$	Epäpuhtauspartikkelien kokokerroin	1	
<b>Tiivistin</b>			
$\lambda_{SE,B}$	Perusvikataajuus	22,8 Vikaantumista/miljoona tuntia	
$C_P$	Painekerroin	0,33	Paine 12 MPa
$C_Q$	Sallittu vuotovirtaus	0,5 cm <sup>3</sup> /min	Arvioitu
$C_{DL}$	Tiivistimen kokokerroin	1,41	Halkaisija 4 cm
$C_H$	Tiivistimen kovuuden ja paineen kerroin	407	Teräksen Meyer kovuus 26,7 MPa ja oletetaan tiivistimeen vaikuttavan käyttöpaine 12 MPa
$C_f$	Pinnankarheuskerroin	1	Karheus 0,4 µm
$C_V$	Viskositeettikerroin	0,29	VG32
$C_T$	Lämpötilakerroin	0,21	Arvioitu lämpötilan olevan noin 60 °C
$C_N$	Epäpuhtauskerroin	0,05	Arvioitu suodatuksen olevan 10 µm
$C_{PV}$	PV-kertoimen vaikutus	1	

Taulukon 5.1 arvoilla laskettiin NSWC-11 –yhtälöillä vikaantumistaajuuudet sylinterille ja tiivistimelle. Kuten taulukosta huomataan, monet yhtälöissä käytetyt arvot ovat arvioituja, joten kovin tarkkoja tuloksia ei välttämättä saada. Sylinterin kulumista laskettaessa käyttämällä mallin yhtälöä (4.6) eli laskettiin vikaantumistaajuus sylinteriin

kohdistuessa aksiaalisia voimia. Toinen yhtälö jota käytettiin oli (4.4) eli vikaantumistaajuus sylinteriin kohdistuessa radiaalisia voimia. Tiivistimille käytettiin dynaamisille tiivistimelle tarkoitettua yhtälöä 4.18. Testissä ei radiaaliset voimat paljoakaan vaikuttanut, joten arvio 100 N on ainakin tarpeeksi suuri. Näillä yhtälöillä saatiin taulukon 5.1 mukaiset vikaantumistaajuudet.

**Taulukko 5.2** Testisylinterille lasketut vikaantumistaajuudet

Yhtälö	Tulos
Aksiaalisen voiman yhtälö sylinterille (4.6)	77 vikaantumista/miljoona sykliä
Radiaalisen voiman yhtälö sylinterille (4.4)	$1 \cdot 10^{-7}$ vikaantumista/miljoona sykliä
Dynaamisen tiivistimen yhtälö (4.18)	30 vikaantumista/miljoona tuntia

Testisylinterillä on ajettu 3,2 miljoona sykliä eikä mitään vikaantumista ole tänä aikana ilmennyt. Testikoneikkoon ja mittausrakenteisiin tuli monia vikoja, mutta itse sylinteri säilyi vikaantumatta. Testin jälkeen sylinteri on seissyt varastossa muutaman vuoden ja tätä työtä varten se avattiin ja valokuvattiin.

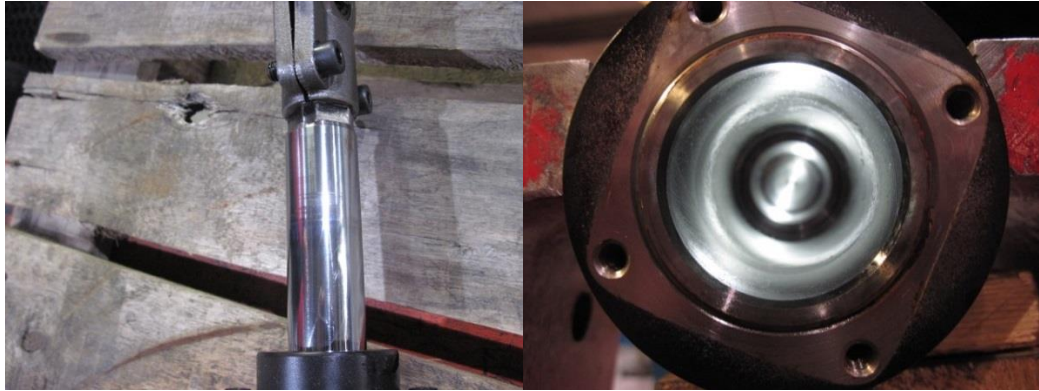
Avauksessa sylinterin huomattiin vieläkin olevan todella hyvässä kunnossa. Kuluminen jälkiä oli nähtävissä ohjausrenkaissa ja päätyvaimennuksen holkissa kuten nähdään kuvassa 5.2.



**Kuva 5.2** Kuluminen jäljet avatussa testisylinterissä

Kuten kuvasta 5.2 huomataan kulumiset ovat varsin vähäisiä ja kestäisi vielä aika pitkään ennen kuin kulumiset alkaisivat vaikuttaa sylinterin toimintaan. Edellä olevien kulumisten lisäksi avatussa sylinterissä näkyi käytön jälkiä männänvarressa sekä hieman ruostetta sylinterin päätykappaleen välissä, kuten nähdään kuvassa 5.3.





*Kuva 5.3 Jäljet männänvarressa ja hieman ruostetta päätykappaleessa*

Edellä olevista kuvista huomataan sylinterin ja sen tiivistimien olevan hyvässä kunnossa ja todennäköisesti vikaantumista ei tapahtuisi vielä lähiaikoina. NSCW-11 –mallin tuloksista aksiaalisen kuorman yhtälössä oletuksena on, että sylinteriin kohdistuu puristava kuorma. Tässä tapauksessa sylinterin työliike on päinvastainen ja tällöin yhtälöllä ei saada tähän testauksen luotettavaa tulosta.

Toisaalta aksiaalisen kuorman tapauksessa saatu vikaantumistaajuus näyttää myös melko epärealistiselta. Mallin mukaan kuluminen oli erittäin epätodennäköistä ja avatusta sylinteristä huomataan, että vikaantuminen ei todennäköisesti ole kovin lähellä. Laskuissa käytettiin kuitenkin melko suurta radiaalista voimaa ja saatu tulos on todella pieni. Sylinteriä on ajettu hieman yli 300 tuntia ja tiivistimet näyttävät hyväkuntoisilta. Mallin antaman vikaantumistaajuuden mukaan vikaantuminen tapahtuisi kerran 3300 tunnissa, mikä kuulostaa melko korkealta arvolta. Tosin tiivistimien kohdalla mallissa jouduttiin aika paljon arvailemaan eri kertoimien arvoja, joten kovin luotettavaa tulosta ei siitä saada. Samoin radiaalisen voiman vikaantumistaajuudeksi saatiin todella pieni luku, joka ei kuulosta realistiselta.

### **5.2.1 NSCW-11 mallin arvojen vaikutukset vikaantumistaajuuteen**

Kuten edellisessä luvussa jo mainittiinkin sylinterin kulumista kuvaavasta vikaantumismallista ei saada tämän testisylinterin kohdalla kovin realistisia tuloksia. Laskemalla yhtälöt saman suuruisella kuormituksella aksiaalisen voiman vikaantumistaajuudeksi saadaan suurempi vikaantumistaajuus kuin radiaalisen voiman yhtälöstä. Tämä ei ole kovin realistista, toisaalta mallissa ei ole kovin tarkkaan selitetty mitä sivuttaiselle eli radiaalisella voimalla tarkoitetaan. Todennäköisesti sillä tarkoitetaan männänvarteen vaikuttavaa radiaalivoimaa, jolloin vikaantumistaajuuden pitäisi olla saman suuruisilla voimilla selkeästi korkeampi kuin vastaavalla aksiaalikuormalla.

Radiaalisen ja aksiaalisen voimien tuottaman pintajännityksen laskemiseen käytetyt yhtälöt (4.2) ja (4.5) ovat hieman erilaiset, isoimapana poikkeuksena on männän ja sylinterin välisen kosketusalueen ottaminen radiaalisen voiman yhtälössä. Tärkeimpänä tekijänä perusvikaantumistaajuuteen on käytettävien materiaalien ominaisuudet sekä sylinteriin vaikuttavan voiman suuruus, jonka kasvaminen kasvattaa myös vikataajuutta.

Sylinterin vikaantumistaajuuteen vaikuttavat tekijät ja niiden vaikutukset on kerätty taulukkoon 5.3. Tarkemmat selitykset näistä tekijöistä löytyvät taulukon jälkeen.

**Taulukko 5.3** Sylinterin vikaantumistaajuuteen vaikuttavat tekijät ja niiden vaikutukset

Suure	Vaikutus vikaantumistaajuuteen
Sylinterin ja männän halkaisijat	Halkaisijoiden kasvatus pienentää selkeästi vikaantumistaajuutta.
Sylinterin ja männän välinen välys	Välyksen kasvaminen kasvattaa selkeästi vikaantumistaajuutta
Sylinterin ja männän välinen kosketusalue	Kosketusalueen kasvaminen pienentää vikaantumistaajuutta
Männän ja sylinterin Poissonin vakiot	Kasvamiset kasvattavat vikaantumistaajuutta
Männän ja sylinterin kimmokertoimet	Kasvamiset kasvattavat vikaantumistaajuutta
Männän ja sylinterin myötörajat	Korkeampi lujuus pienentää vikaantumistaajuutta
Käyttölämpötila	Korkeampi lämpötila kasvattaa selkeästi vikaantumistaajuutta
Suodatuksen hiukkaskokoluokka	Kokoluokan kasvaessa kasvaa vikaantumistaajuus

Sylinteriputken ja männänvarren materiaalien ominaisuuksista tärkeimpänä tekijänä on niiden myötöraja. Mitä pienempi se on, sitä nopeammin pinnat kuluvat ja vikaantumistaajuus on korkeampi. Yhtälön (4.2) puristusjännitteen arvoon verrataan pehmeämmän materiaalin myötörajaa, mutta mallissa ei sanota tarkkaan tarkoitetaanko sillä pohjamateriaalia vai mahdollisesti käytettyä päällystemateriaalia, esimerkiksi kromia. Tosin yhtälön kohdalla on viite taulukkoon, jossa esitellään eri pohjamateriaalien myötörajoja, joten voidaan olettaa yhtälössä käytettävän näitä arvoja. Toisaalta tämä kuulostaa hieman erikoiselta, koska pinnoitteita käytetään parantamaan pintojen kulutuskestävyyttä, eikä tätä kuitenkaan oteta huomioon itse yhtälössä.

Sylinterin perusvikaantumistaajuuteen vaikuttaa myös sylinterin fyysiset mitat. Männän pituus kasvattaa kosketuspinta-alaa männän ja sylinteriputken välillä, jolloin paikalliset paineet pienenevät ja vikaantumistaajuus pienenee. Mallissa käytetään myös sylinterin ja männän halkaisijoita. Tarkkaa tietoa ei ole mitä sylinterin halkaisijaa käytetään, mutta oletetaan tarkoitettavan sylinterin sisäpinnan halkaisijaa. Tällöin yhtälöissä käytetty männän ja sylinterin välinen erotus kuvaa niiden välistä välystä. Välyksen kasvaessa kasvaa myös vikaantumistaajuus. Yhtenä syynä tähän voi olla aikaisemminkin mainittu välyksen vaikutus männänvarren liikkeeseen, jolloin metallipintojen välisen kosketuksen riski kasvaa.

Edellä olevien suureiden vaikutuksien lisäksi pintajännityksen yhtälöön (4.3) vaikuttavat käytettävien materiaalien kimmokertoimet ja Poissonin vakiot. Näiden

suureiden vaikutuksen fysikaalinen tausta ei ole yhtä helposti pääteltävissä kuten edellä olevien suureiden vaikutukset, mutta kummankin suureen kasvun huomataan kasvattavan pintajännitystä ja nostavan vikaantumistaajuutta. Poissonin vakion kasvaessa kappaleen ollessa puristavan jännityksen alaisena, kasvaa kappaleen sivuttainen venyminen, jolloin männän halkaisija voi hieman kasvaa samalla kasvattaen puristusjännitystä pintojen välillä.

Edellä olevilla suureilla oli vaikutusta sylinterin perusvikaantumistaajuuteen, mutta kokonaisvikaantumistaajuuteen otetaan vielä huomioon epäpuhtaus- ja lämpötilakerroin. Lämpötilakertoimen määrittäminen perustuu NSCW-11 mallissa lähteen Sarkarin (1976) artikkeliin, jossa on löydetty metallien kulumisen ja lämmön absorboimisen metalleihin välille riippuvuus. Kertoimen suuruuteen vaikuttaa järjestelmän lämpötila ja se on pienimmillään lämpötilan ollessa 25,2 °C. Kertoimen kasvu ei ole lineaarista ja esimerkiksi 100 °C:n lämpötilassa kerroin on 20-kertainen verrattuna pienimpään arvoonsa. Toisaalta tämä kerroin on voimassa ainoastaan positiivisilla lämpötiloilla. Negatiivisilla lämpötiloilla kertoimen arvo ei saa enää järkeviä arvoja.

Epäpuhtauskerroimen suuruuteen vaikuttaa pääasiassa käytettävän suodatuksen hiukkaskokoluokka. Hiukkaskokoluokan kasvaessa kasvaa kerroin siihen verrattuna lineaarisesti. Epäpuhtauskertoimeen vaikuttaa myös hieman sylinteriputken ja männän kovuudet. Niiden suhdetta verrattaessa mitä suurempi sylinteriputken kovuus on verrattuna männän kovuuteen, sitä pienempi kerroin on. Suodatuksen hiukkaskokoluokkaa verrataan arvoon 10 µm jolloin kokoluokan ollessa viisinkertainen myös kerroin kasvaa viisinkertaiseksi.

Tiivistimien kohdalla vikaantumistaajuuden perusvikaantumistaajuus on suoraan annettu ja se on staattisilla tiivistimillä 2,4 vikaantumista ja dynaamisilla 22,8 vikaantumista miljoona käyttötuntia kohden. Muut tiivistimen vikaantumistaajuuteen vaikuttavat tekijät on koottu taulukkoon 5.4.

**Taulukko 5.3** Tiivistimen vikaantumistaajuuteen vaikuttavat tekijät ja niiden vaikutukset

Suure	Vaikutus vikaantumistaajuuteen
Tiivistimen kovuuden ja siihen vaikuttavan pintapaineen suhde	Mitä isompi on pintapaine verrattuna tiivistimen kovuuteen, sitä pienempi vikaantumistaajuus. Todella merkittävä vaikutus vikaantumistaajuuteen.
Paine-ero tiivistimen yli	Paine-ero ylittäessä 10 MPa alkaa vikaantumistaajuus kasvamaan.
Sallittu vuotovirtaus	Sallitun vuotovirtauksen kasvattaminen pienentää hieman vikaantumistaajuutta
Tiivistimen sisähalkaisija	Halkaisijan kasvaminen kasvattaa vikaantumistaajuutta hieman
Tiivistyspinnan pinnankarheus	Pinnankarheuden kasvaminen kasvattaa vikaantumistaajuutta

Hydraulinesteen viskositeetti	Viskositeetin kasvaminen hieman pienentää vikaantumistaajuutta
Käyttölämpötila	Käyttölämpötilan ollessa lähellä tiivistimen maksimilämpötilaa vikaantumistaajuus kasvaa.
Suodatuksen suodatustarkkuus	Suodatuksen suodatuskarkkuuden huonotessa, kasvaa vikaantumistaajuus

Vikaantumistaajuuden laskemiseen mallissa on monia eri kertoimia ja testisylinterin kohdalla eniten vikaantumistaajuutta kasvattavaksi saatiin tiivistimen kovuuden ja siihen vaikuttavan pintapaineen suhdetta kuvaava kerroin. Tämän kertoimen taustoista ei mallissa ole kerrottu mitään, mutta kerroin pienenee mitä suurempi pintapaine on verrattuna tiivistimen kovuuteen. Kuten tiivistinkitkan teoriaosuudessa esitettiin, pintapaineen täytyy olla suurempi kuin tiivistimen esijännityksen, jotta voitelukalvo syntyy. Tämä voisi olla kertoimen tausta elastomeerien kohdalla, mutta esimerkiksi testisylinterissä käytetyn teflontiivistimen kohdalla esijännitys ei tule tiivistysmateriaalin kovuudesta. Toisaalta kerroin jatkaa pienenemistä, vaikka pintapaine olisi viisinkertainen verrattuna tiivistimen kovuuteen, jolloin luultavasti tiivistimessä tapahtuu jo mekaanisia vaurioita.

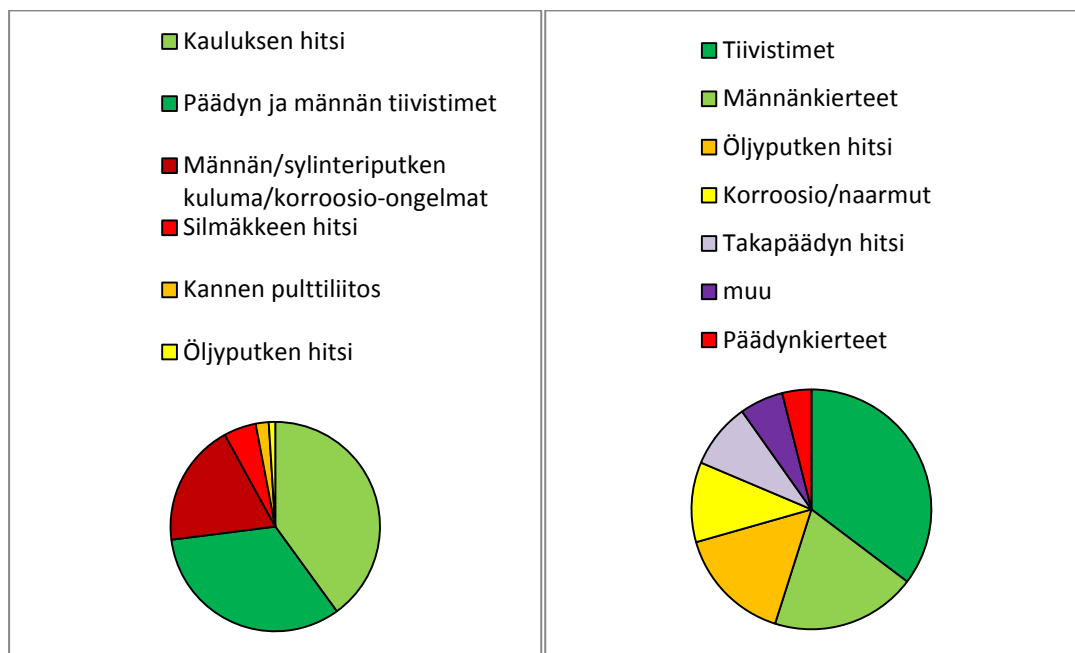
Vikataajuuteen vaikuttaa myös epäpuhtauskerroin. Tosin käytetty arvo on arvioitu, joten aivan tarkkaa tulosta ei saada. Suodatuksen arvolla on kuitenkin melko suuri vaikutus vikaantumistaajuuteen, koska sitä verrataan arvoon  $10\text{ }\mu\text{m}$  ja näiden arvojen suhde on potenssiin kolme, joten kertoimen arvot voivat muuttua paljon pienellä suodatuksen muutoksella. Esimerkiksi laskuissa käytettiin arvoa  $10\text{ }\mu\text{m}$ , jolloin kertoimen koko oli noin 0,05. Jos suodatuksen kokona olisi käytetty  $50\text{ }\mu\text{m}$ , olisi kertoimen arvo kohonnut seitsemään.

Muiden suureiden arvot eivät vaikuta yhtä paljon kertoimien suuruuteen ja sitä kautta vikaantumistaajuuteen. Esimerkiksi paineen nosto 12 MPa:sta 30 MPa:iin kasvattaa kertoimen koon 0,33:sta noin kahteen. Paineen noston johdosta tiivisteeseen vaikuttaa suuremmat voimat ja vikaantuminen on todennäköisempää. Samoin tiivistimen halkaisijan kasvu kasvattaa vikaantumistodennäköisyyttä, kerroin kasvaa lähes lineaarisesti halkaisijan kokoon verrattuna. Pinnankarheuden vaikutukset ovat melko pieniä karheuden pysyessä yleisesti käytössä olevilla alueilla, toki kerroin kasvaa karheuden kasvaessa, esimerkiksi noin  $1\text{ }\mu\text{m}$  karheudella kerroin on noin kaksi ja siitä karheammilla arvoilla kerroin kasvaa nopeasti. Viskositeetin kasvaessa voitelu parantuu ja kertoimen koko pienenee. Esimerkiksi viskositeetin ollessa noin  $10\text{ mm}^2/\text{s}$  kerroin on noin 1 ja öljyn ollessa kylmänä viskositeetti voi olla luokkaa  $100\text{ mm}^2/\text{s}$ , jolloin kerroin pienenee lineaarisesti ollen noin 0,1. Käyttölämpötilan vaikutus vikataajuuteen alkaa vasta, kun järjestelmän lämpötilan on alle  $72\text{ }^\circ\text{C}$  tiivistimen maksimilämpötilasta ja esimerkiksi teflon tiivistimen maksimilämpötila on  $315\text{ }^\circ\text{C}$ , jolloin lämpötila harvoin nousee näin korkealle.

Sylinterien sisäiset vuodot vaihtelevat ja onkin tapauskohtaista, koska vuoto on tarpeeksi suuri ja se lasketaan viaksi. Tästä syystä vuotovirtauskerroin kasvaa sitä mukaa, mitä pienempi on sallittu vuoto. Tosin kerroin ei kasva kovinkaan suureksi, vaikka sallittua vuotovirtausta pienentää selkeästi. Kertoimista PV-kerroin vaikuttaa vielä vähemmän vikaantumistaajuuteen, koska sen arvo on yksi, nopeuden ollessa alle 3m/s eli suuressa osassa käytännön sovelluksissa.

### 5.3 Takuutietokantojen vikaantumistieto

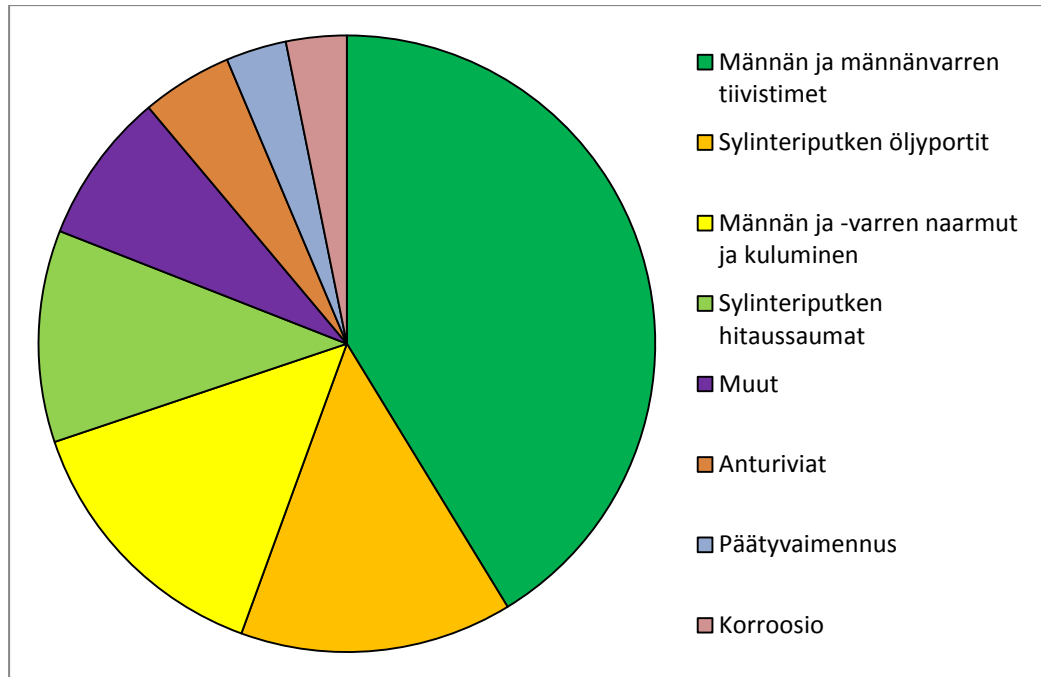
Kuten aikaisemmin mainittiin monilla sylinterivalmistajilla ja loppukäyttäjillä vikaantumistietojen kerääminen ei ole ollut kovin tarkkaa. Monilla yrityksillä vikaantumistiedon keruu kattaa takuutietokannan, joihin on merkitty takuuaikana hajonneet ja asiakkaan reklamoimat vikaantumiset. Asiakkaan reklamaatiot eivät aina ole kovinkaan tarkat, joten välillä vikaantumisesta ei ole kovin tarkkaa tietoa. Ojalamin diplomityöstä (2012) löytyy yhden mobilekoneiden valmistajan takuutietokannasta tehty kaavio vikaantumismekanismien suhteellisista määristä:



**Kuva 5.4** Erään mobilekonevalmistajan kahden eri koneen hydraulisylinterien takuuaikaisten vikaantumisen suhteelliset osuudet (Tehty Ojalampi 2012 perusteella)

Kuvasta 5.4 huomataan vikaantumismekanismien vaihtelevan samankin valmistajan eri koneissa olevien sylinterien välillä. Tähän vaikuttaa paljon sylinterin sovellus ja käyttöympäristö. Esimerkiksi kuvan 5.4 vasemmanpuoleisen kaavion konetta käytetään ympäristössä, jossa lähes välttämättä männänvarteen tulee kolhuja joten se on suhteellisesti suurempi vikaantumissyys. Vasemman puoleisissa kaavioissa kauluksen hitsi on iso vikaantumissyys ja Ojalampi (2012) diplomityössään epäilee käytetyssä

sovelluksessa sylintereihin vaikuttavan suunniteltua isompia voimia, jotka hajottavat kauluksen hitsin. On myös samoja vikaantumisia, kuten tiivistimien viat, joissa suhteelliset osuudet näyttävät olevan aika lähellä toisiaan. Tiivistimien viat näyttävät olevan myös yleinen vikaantumismekanismi yhdellä sylinterivalmistajalla, jonka takuutietokannasta vikaantumismuodot on jaettu osiin ja luoto vastaava kaavio.



**Kuva 5.5** Yhden hydraulisylinterivalmistajan takuuaikaisten vikaantumismekanismien suhteelliset osuudet

Kuvasta 5.5 huomataan tiivistimien vikaantumisten suhteellisen osuuksien olevan lähellä aikaisemmin esitetyn mobilekonevalmistajan vikaantumisten vastaavaa osuutta. Kummastakin takuutietokannasta huomataan myös eri hitsausaumojen ja männänvarren kulumisen olevan yleinen vikaantumismekanismi.

## 6 TULOSTEN TARKASTELU

Hydraulisylinterit voivat vikaantua monella eri tavalla. Monet syyt johtuvat ympäröivistä olosuhteista, mutta usein syynä on suunnittelun puutteelliset tiedot sovelluksesta, jossa sylinteriä tullaan käyttämään. Toki osa vikaantumisista johtuu valmistus- tai kokoonpanovirheestä. Monien vikaantumismekanismien lukumäärää on mahdollista vähentää suunnittelulla, jossa osataan ottaa huomioon todennäköisimmät vikaantumiset. Jotta tämä on mahdollista, tarkka sovelluksen tunteminen on tärkeää.

Yleisimmät vikaantumismekanismit ovat sovelluskohtaisia, mutta aikaisemmin esitetyistä takuutietokannoista löytyi myös yhtäläisyyksiä ja samat vikaantumismekanismit mainittiin usein eri haastatteluissa. Takuutietokantoja ei ole kovin montaa ja useammat tietokannat erityyppisistä sylinterikäytöistä tekisi tiedoista luotettavampia. Toisaalta niiden otanta kattaa aikaa suuren osan sylinterin käytöistä ja niiden yhteiseksi tekijäksi löytyi tiivistinviat, joita oli noin kolmannes kaikista vikaantumisista. Tarkempaa erittelyä ei ole vikaantumisten syistä; johtuuko ne asennusvirheistä, viallisista tiivistimistä vai suunnitteluvirheestä. PTFE-tiivistinvioista todennäköisesti osa johtuu asennusvirheistä ja yleisimpänä virheenä todennäköisesti on vääränlaisen tiivistimen käyttö. Kyseessä on takuutietokannat, joten käytöstä johtuvaa kulumisen aiheuttavaa vikaantumista ei vielä pitäisi esiintyä. Tiivistimien valinnassakin on tärkeää sovelluksen tarkka tunteminen ja tieto eri tiivistimien ominaisuuksista, jotta oikean vaihtoehdon valitseminen on mahdollista.

Tiivistinvikojen jälkeen yhtä isoa yhteistä tekijää ei löydy käytetyistä takuutietokannoista. Toki samoja vikaantumisia löytyy, mutta niiden suhteelliset osuudet ovat melko pieniä ja riippuvat melko paljon sovelluksista. Esimerkiksi männänvarren naarmut ja kolhut ovat yleisempiä sovelluksissa, joissa männänvarren päälle voi tippua kappaleita. Tämä olisi hyvä hyödyllinen tieto suunnitteluvaiheessa, jotta esimerkiksi sylinteri voitaisiin sijoittaa paikkaan, jossa siihen ei tulisi yhtä paljon osumia. Yhtenä vaihtoehtona on myös käyttää männänvarren suojaa. Männänvarren suoja on suositeltava käytettäväksi myös erittäin likaisissa sovelluksissa, jolloin se suojaaa männänvartta ja sylinterin sisään ei pääse yhtä paljon epäpuhtauksia. Toki tämän käyttö lisää kustannuksia, mutta esimerkiksi niiden valmistaja lupaa jopa kolminkertaista elinikää likaisissa olosuhteissa, joten se maksanee itsensä takaisin melko nopeasti.

Edellä olevien vikojen lisäksi hyvällä suunnittelulla on mahdollista pienentää hitsaussaumojen vikaantumistaajuutta. Toki hitsaussaumojen kestävyys vaikuttaa paljon itse hitsauksen laatu mihin vaikuttaa monia eri tekijöitä. Sylinterin rakennetta suunniteltaessa, pienillä rakenteellisilla muutoksilla saadaan hitsaussaumoihin

vaikuttavia voimia pienimmiksi. Myös itse hitsausauman muodolla huomattiin olevan vaikutusta sauman kestävyysasteeseen. Mitä korkeammaksi paineet ja sylinteriin vaikuttavat voimat nousevat, sitä tärkeämmäksi hitsausaumojen kestävyys nousee. Yksi tapa tutkia saumoihin vaikuttavia voimia on aikaisemmin esitetty FEM-analyysi, mutta senkin käyttö vaatii tarkkoja tietoja sovelluksesta ja sylinteriin vaikuttavista voimista.

Edellä esitetyt vikaantumismuodot ovat muutama esimerkki kohdista joiden vikaantumistaajuutta hyvällä suunnittelulla on mahdollista pienentää. Vikaantumismekanismeja on myös muita, jonka takia tarkkaa elinajan ennustumallia on hydraulisynterille hankala tehdä. Toki testaamisella on mahdollista luoda ennuste. Testaukset tapahtuvat yleensä laboratorio-olosuhteissa, jotka harvoin vastaavat sylinterin tavallista käyttöympäristöä. Mallin voisi luoda keräämällä tilastotietoa eri käyttöympäristöistä, mutta harva sylinterin käyttäjä kerää niitä. NSCW-11 –mallissa on kerätty tilastotietoa vikaantumisista, kuten myös on määritelty semiempiirisesti eri sylinterin ominaisuuksien vaikutusta elinaikaan. Monet mallissa esitettyjen komponenttien vikaantumismallit ovat yleisessä käytössä, mutta kuten mallin esipuheessa mainittiin rahoituksen puutteen takia laajoja testejä ei tehty. Tässä työssä sitä verrattiin yhteen testisynteriin ja saadut tulokset eivät tässä tapauksessa olleet kovin realistisia. Varsinkin radiaalisen voiman yhtälöistä saadut vikaantumistaajuudet eivät olleet kovin järkevän oloisia. Myös muutaman kertoimen fyysikaalinen tausta oli hieman epäselvä. Tarkan mittausdatan puutteen takia mallia pystyttiin testaamaan ainoastaan yhden testisynterin kohdalta. Useampia mittaustuloksia täytyisi verrata malliin, jotta sen luotettavuutta olisi mahdollista arvioida tarkemmin.

NSCW-11 –mallissa lasketaan vikaantumistaajuudet sylinteriputken tai männänvarren kulumiselle sekä tiivistimien vikaantumisille. Kuten vikaantumissanaston luomisluvun alta huomattiin, nämä ovat vain pieni osa vikaantumismuodoista. Kaikki nämä vikaantumismuodot huomioon ottavan mallin luominen on hankalaa, koska monet ulkoisista syistä johtuvat vikaantumiset ovat todella satunnaisia. Esimerkiksi liian pääsyä sylinteriin ja sen aiheuttamaa kulumista ei oikein voi ennustaa. Toki on mahdollista tehdä tilastollinen malli, mutta tämä vaatii tarkkaa tilastotietoa ja vaikka malli olisi mahdollista tehdä, se olisi luotettava ainoastaan kyseiselle sylinterille kyseisissä olosuhteissa.

Tarkan vikaantumismallin luominen hydraulisynterille on hankalaa kuten on aikaisemmin todettu. Elinikä riippuu vahvasti ympäröivistä olosuhteista ja sovelluksesta. Laajamittaisella testauksella toki olisi mahdollista luoda tilastollisia malleja, mutta ne vievät aikaa ja resursseja. Karkeita arvioita voidaan elinajaksi esittää ja ilman satunnaisia ulkonaisia vikaantumisia, sylinterin pitäisi kestää ainakin yhtä paljon kuin hyvän tiivistimen pitäisi kestää eli 400 km. Hyvissä olosuhteissa sylinterin keston pitäisi olla moninkertainen. Jos näistä määristä jäädyään paljon, on hyvä miettiä johtuuko nopea vikaantuminen itse sylinteristä vai ulkoisista tekijöistä. Kumpaankin näistä tekijöistä on mahdollista vaikuttaa itse sovelluksen suunnittelussa sylinterin sijainnilla, sekä sylinterin suunnittelussa, kunhan tiedetään tarpeeksi tarkasti sylinteriin vaikuttavat tekijät ja käyttöympäristö. Haastatteluistakin saaduissa tuloksista kävi ilmi,



että yleensä sylinterin elinaika vaihtelee vuodesta kymmeneen vuoteen. Ja vikaantumismekanismista riippuen sylinterin on mahdollista huoltaa tai korjata, jolloin voidaan mahdollisesti tehdä pieniä muutoksia, minkä jälkeen sylinterin elinaika voi olla pidempi kuin alkuperäinen elinaika.

Aikaisemmassa samaan aiheeseen liittyvässä diplomityössä (Immonen 2007) on ollut myös ongelmana vastaavanlainen tarkkojen vikaantumistietojen puute. Työn yhtenä johtopäätöksenä oli, että tietoa keräämällä olisi mahdollista parantaa hydrauliiikan kunnossapitoa. Tämä asia ei näytä paljoakaan parantuneen, edelleen usein yritysten vikaantumistiedon kerääminen ei ole kovin tarkkaa. Sylinterin osalta kerätyt elinaikaan vaikuttavat parametrit ovat pitkälti samanlaisia kuin tässä työssä ja myös elinajan arvioinnit ovat yhtä epätarkkoja.

## 7 JOHTOPÄÄTELMÄT

Hydraulisylinterien vikaantumismekanismit riippuvat paljon sovelluksesta ja käyttöympäristöstä. Vikaantumismekanismeja on myös monia ja niihin vaikuttavat monet eri tekijät. Näistä syistä johtuen kaikki vikaantumismekanismit ottavan elinajan ennustusmallin tekeminen on todella hankalaa. Parhaimmat tulokset ovat kenties saatavissa analyttisen mallin avulla, mutta kuten todettiin NSCW-11 –mallissa on omat puutteensa huolimatta sen laajuudesta.

Tarkan mallin luominen toisaalta ei useimmissa tapauksissa ole kovin tärkeätä, vaan sylinterin käyttäjät ja valmistajat ovat kiinnostuneempia sylinterin elinajasta omissa sovelluksissaan ja ympäristöissään. Tällöin on mahdollista tilastotietoa keräämällä luoda karkeita arvioita sylinterin elinajasta kyseissä sovelluksissa. Jo ainoastaan keräämällä tarkemmat tiedot vikaantumismekanismeista, on mahdollista löytää yleisin vikaantumismekanismi. Tällöin voidaan pohtia mistä vikaantuminen johtuu ja millä keinoilla kyseisen vikaantumismekanismiin vikaantumistaajuutta voidaan pienentää, jos se taloudellisesti on järkevää. Takuutietokantojen ja haastattelujen pohjalta isoimmaksi yhteiseksi vikaantumismekanismiksi nousi tiivistimien viat. Esimerkiksi tämän vikaantumistaajuutta on melko helppo pienentää. Valitsemalla oikeanlainen tiivistin oikeanlaiseen sovellukseen ja olemalla huolellinen asennuksessa ovat yksinkertaisia keinoja pienentää tiivistimien vikaantumistaajuutta ja sitä kautta koko sylinterin vikaantumistaajuutta.

Työlle asetut tavoitteet pystyttiin täyttämään melko hyvin. Eri vikaantumismekanismeista löytyi hyvin tietoa, jota täydennettiin haastattelujen perusteella. Näiden tietojen pohjalta saatiin luotua yleisimmät vikaantumismekanismit sisältävä vikaantumissanastopuu. Elinajan ennustusmallin luomisen huomattiin olevan hankalaa ja analyttisen NSCW-11 –mallin olevan monissa tapauksissa epätarkka. Toisaalta myöskään teollisuudesta kerätyn tiedon perusteella ei tarkkaa mallia pystytty luomaan. Tavoitteena on ilmeisesti tehdä vastaavanlaisia diplomitöitä tulevaisuudessa myös muille hydraulikomponenteille. Jotta tuloksista saisi käyttökelpoisempia yrityksiä täytyisi pyytää keräämään tarkempaa tilastotietoa vikaantumismekanismeista ja elinajoista. Näiden tarkempien tietojen avulla voidaan löytää varmemmin yleisimmät vikaantumismekanismit ja näihin vaikuttavia tekijöitä, minkä avulla on mahdollista pidentää hydraulikomponenttien elinaikaa.

## LÄHTEET

Atos. Sizing criteria for cylinders and servocylinders. [Viitattu 28.10.2013]. [Saatavilla [http://www.atos.com/english/technical\\_tables/english/B015.pdf](http://www.atos.com/english/technical_tables/english/B015.pdf) ].

Aaltonen, J., Koskinen, K. Hydraulic cylinders. Encyclopedia of Tribology H, Springer 2013, pp 1709-1718.

Bathe, K-J. Finite Element Method. Wiley Encyclopedia of Computer Science and Engineering 2008.

Bedranek, T., Sosnowski, W. Practical fatigue analysis of hydraulic cylinders – Part II, damage mechanics approach. Internal Journal of fatigue 32, 20120, pp 1591-1599

Bosch Rexroth. Hydraulic cylinder, Mill type, CDL2-type. RE 17326

Casey, B. How to Solve and Prevent Hydraulic Problems. Hydraulicsupermarket.com 2005. 119p.

Dixon, J. The Shock Absorber Handbook second edition. Wiley-PEPublishing Series 2007. 415p.

Eaton. Sidepulttisynterinin kuva. [ Viitattu 3.4.2014 ]. [ Saatavilla <http://www.directindustry.com/prod/eaton-hydraulics/double-acting-tie-rod-hydraulic-cylinders-7323-525784.html> ].

Flintney, B. Alternatives to chrome for hydraulic actuators. Sealing Technology. Vol. 2007. Issue 10. October 2007, pp. 8-12.

Flitney, R. Seals and Sealing handbook ( Fifth edition ). Oxford; Burlington, MA : Elsevier/Butterworth-Heinemann. 2007. pp 417-453. (Chapter 6: failure guide).

Fonselius, J., Rinkinen, J., Vilenius, M. Hydrauliiikka II. Tampereen yliopistopaino Oy – Juvenes Print 3. painos 2008. 225p.

Freudenberg Simrit GmbH & Co. Kg. Technical Manual 2007. Hydraulics, pp. 168-220, 974-981.

Gamez-Montero, P.J., Salazar, E., Castilla, R., Freire, J., Khamashta, M., Codina, E. Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder. International Journal of Mechanical Sciences 51 ( 2009 ) pp. 105-113.

Hydoring Oy. Hydraulisylinterin vaipan päätyhitsausliitosten ja lukkouraluutoksen väsymiskestävyys. 2005.

Hydraulic & Pneumatics. CHAPTER 15: Fluid Power Actuators, part 1. [ Viitattu 14.1.2014 ]. [ Saatavissa <http://hydraulicspneumatics.com/other-technologies/chapter-15-fluid-power-actuators-part-1> ].

Immonen, A. Hydraulikomponenttien käyttöiän tarkastelu. Diplomityö Tampereen teknillinen yliopisto. 2007. 85p.

Kauranne, H., Kajaste, J., Vilenius, M. Hydrauliteknikka. WSOY Oppimateriaalit Oy 2008. 487p.

Khan, Q.S. Volume 2, Design and manufacturing of hydraulic cylinders. Tanveer Publications.

Kynsijärvi, Vesa. Outokumpu. Tornio. Haastattelu 30.10.2013.

Lampainen, Heimo. Tuotepäällikkö/tekninen tuki. Tiivistekeskus OY. Sähköpostihaastattelu 2013.

Lukkari, J. Hitsien laatu ja hitsausvirheet. Hitsausuutisissa julkaistut artikkelit, osa 1-5. ESAB. 2000.

Metropolia. Sylinterin perusrakenteen ja päätyvaimennuksen kuvat. [ Viitattu 3.4.2014 ]. [ Saatavilla <https://wiki.metropolia.fi/display/koneautomaatio/11.+Toimilaitteet> ].

Metsävirta, Mika. Ostopäällikkö. Hydoring OY. Kyrö. Haastattelu 16.9.2013.

Mikkonen, S. Hydraulisylinterin tiivisteet arktisissa olosuhteissa. Valtion teknillinen tutkimuskeskus tiedotteita 151, 1982. 30p.

Naval Surface Warfare Center Carderock Division (NSWC). Handbook of Reliability Prediction Procedures for Mechanical Equipment. West Bethesda, Maryland 2011, 522p.

Ojalampi, J. Hydraulisylinterin hitsiliitoksen laadun vaikutus väsymislujuuteen. Diplomityö Tampereen Teknillinen Yliopisto 2012. 60p.

Outokumpu. Eri tehdassektorien vastaavia. Tornio. Haastattelu 30.10.2013.

Papatheodorou, T – Parker Hannifin. Influence of hard chrome plated rod surface treatments on sealing behaviour of hydraulic seals. The 13th International Sealing Conference, 2004.

Parker. Fluid Power Seal Design Guide. Catalog EPS 5370. 2012.

Parker Prädifä. Hydraulic Seals. [ Viitattu 5.12.2013 ]. [ Saatavilla <http://www.ceetak.com/wp-content/uploads/2011/11/Hydraulic-Seals-Catalogue.pdf>].

Rautaruukki. Korjaamon asentajia. Raahe. Haastattelu 31.10.2013.

Salmi, T. Virtanen, S. Materiaalien mekaniikka. Pressus OY. 2008. 413p.

Sandvik. Kotimaan huollon asentajia. Tampere. Haastattelu 2.10.2013.

Sarkar, A.D. Wear of Metals. pp. 62-68. Pergamon Press, London 1976.

Seal Saver. Hydraulic Cylinder Protective Boot. [ Viitattu 10.12.2013 ]. [ Saatavilla <http://www.sealsaver.com/> ].

Strautmann Hydraulik. Technical information. [ Viitattu 1.4.2014 ]. [ Saatavilla <http://strautmann.p2media.com/en/products/technical-information/> ].

Tiivistetekniikka OY. Artikkelit koulutus/markkinointimateriaalista saatu Tiivistekeskus OY:lta.

Wahlsten, J., Hedegård, J., Randelius, M., Larsson, M., Nerman, P. 2008 Influence of internal microfissures on fatigue life. International Institute of Welding. 18p.

Yong, H., Freedman, R. Sears and Zemansky's University Physics with modern Physics. Pearson International Edition 12th edition 2008. 1551p

## LIITE1 SI-SUUREILLE KORJAUSKERTOIMET

Korjauskertoimien on tarkoitus muuttaa annetut SI-yksiköt yhtälöissä käytettyihin US yksiköihin, jotta yhtälössä käytettyjen suureet pysyvät samoina kuin alkuperäisissä yhtälöissä.

Yhtälöissä käytettyjä suureita:

Lbf tarkoittaa samaa voimaa kuin lbs.

$$\text{lbf} = 4.448\text{N}$$

$$\frac{1}{\text{lbf}} = 0.225 \frac{1}{\text{N}}$$

$$a := 0.225$$

$$E := 1 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 6.895 \times 10^3 \cdot \text{Pa}$$

Ja korjauskerroin Pascaleiksi:

$$K_1 := \frac{1}{E} = 1.45 \times 10^{-4} \cdot \frac{1}{\text{Pa}}$$

$$d := 1.45 \cdot 10^{-4}$$

In eli tuuma:

$$\text{in} = 0.025\text{m}$$

$$K_4 := \frac{1}{\text{in}} = 39.37 \frac{1}{\text{m}}$$

$$b := 39.37$$

Yhtälön 3.2 antama PV-arvo on usein eri lähteissä US-suureina, joten korjauskertoimeksi saadaan:

$$K_6 := \frac{1}{\left( \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \cdot \frac{\text{ft}}{\text{min}} \cdot \text{in} \right)} = 1.124 \frac{\text{s}}{\text{Pa} \cdot \text{m}^2}$$

Alkuperäisessä yhtälössä 3.3 käytetään lämmönsiirron yksikkönä BTU, eli energiamäärää, joka kuluu yhden paunan painoisen vesimäärän lämmittämiseen yhden Fahrenheit asteen verran.

$$\text{BTU} = 1.055 \times 10^3 \text{ J} \quad \text{eli yhtälön kertoimeksi saadaan:} \quad \frac{0.77}{1.055} = 0.73$$

Lasketaan yhtälölle 4.3 kokonaiskorjauskerroin:

$$\frac{\frac{a \cdot W_s}{b \cdot L} \cdot \frac{b \cdot D_1 - b \cdot D_2}{b \cdot D_1 \cdot b \cdot D_2}}{\left( \frac{1 - \eta_1}{d \cdot E_1} \right) + \frac{1 - \eta_2}{d \cdot E_2}} = \frac{\frac{a \cdot W_s \cdot b \cdot (D_1 - D_2)}{L b^3 D_1 \cdot D_2}}{\left[ \frac{[(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2)] \times E_1}{d \cdot E_1 \cdot E_2} \right]} = \frac{\frac{a \cdot W_s \cdot b \cdot (D_1 - D_2)}{L b^3 D_1 \cdot D_2}}{\left[ \frac{[(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2)] \times E_1}{d \cdot E_1 \cdot E_2} \right]}$$

$$K_2 := \frac{a \cdot W_s \cdot b \cdot (D_1 - D_2) \cdot (d \cdot E_1 \cdot E_2)}{L b^3 D_1 \cdot D_2 \cdot [(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2) \times E_1]}$$

Otetaan edellä olevasta kaavasta korjauskertoimet omaksi kertoimeksi, niin saadaan:

$$K_2 := \left( \frac{a \cdot d}{b^2} \right) = 2.105 \times 10^{-8}$$

Vastaavasti yhtälön 3.5 korjauskertoimeksi saadaan:

$$\frac{\frac{a \cdot W_s \cdot \left( \frac{b \cdot D_1 - b \cdot D_2}{b \cdot D_1 \cdot b \cdot D_2} \right)^2}{\left( \frac{1 - \eta_1}{d \cdot E_1} + \frac{1 - \eta_2}{d \cdot E_2} \right)^2}}{= \frac{a \cdot W_s \cdot \left[ \frac{\frac{b \cdot (D_1 - D_2)}{b^2 D_1 \cdot D_2}}{\frac{[(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2)] \times E_1}{d \cdot E_1 \cdot E_2}} \right]^2}{\left[ \frac{[(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2)] \times E_1}{d \cdot E_1 \cdot E_2} \right]^2}} = \frac{a \cdot W_s \cdot \left[ \frac{\frac{b \cdot (D_1 - D_2)}{b^2 D_1 \cdot D_2}}{\frac{[(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2)] \times E_1}{d \cdot E_1 \cdot E_2}} \right]^2}{\left[ \frac{[(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2)] \times E_1}{d \cdot E_1 \cdot E_2} \right]^2}}$$

$$K_3 := \left[ \frac{b \cdot (D_1 - D_2) \cdot (d \cdot E_1 \cdot E_2)}{b^2 D_1 \cdot D_2 \cdot [(1 - \eta_1) \cdot E_2 + (1 - \eta_2) \times E_1]} \right]^2 \cdot a \cdot W_s$$

Edellä olevasta yhtälöstä otetaan korjauskertoimet erikseen niin saadaan kokonaiskorjauskertoimeksi:

$$K_{21} := \frac{d^2 a}{b^2} = 3.052 \times 10^{-12}$$

**Yhtälössä 4.7:**

lb eli pauna:

$$lb = 0.454 \text{ kg}$$

$$K_3 := \frac{1}{lb} = 2.205 \frac{1}{\text{kg}}$$

Psi eli paineen yksikkö, käytetään tässä tapauksessa läpäisykovuutena:

$$\text{psi} = 6.895 \times 10^3 \text{ Pa} \quad \text{eli sama kuin aikaisemmin määritetty vakio } K_1$$

Yhtälö 4.9 on yleinen laminaarisen virtauksen yhtälö rengasraossa, joten se voidaan suoraan muuttaa SI-yksiköihin. Samaa virtauksen yhtälöä käytetään yhtälössä 4.12, joten yhtälössä 4.12 käytetyt yhtälöt 4.10 ja 4.11 voidaan myös suoraan muuttaa SI-yksiköiksi.

**Yhtälön 4.19 muokkaus:**

$$1500 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 10.342 \text{ MPa} \quad \frac{K_1}{3000} = 4.835 \times 10^{-8} \frac{1}{\text{Pa}}$$

**Rajanopeus:**

$$600 \frac{\text{ft}}{\text{min}} = 3.048 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

**Yhtälön 4.20 muokkaus:**

$$\frac{0.03 \text{ in}^3}{\text{min}} = 0.492 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} \quad \frac{0.055}{\left[ \left( \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \right)^{-1} \right]} = 0.901 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

$$79 \left( \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \right)^{-1} = 4.821 \frac{\text{min}}{\text{cm}^3}$$

**Yhtälön 4.21 muokkaus**

$$1.1 K_4 = 43.307 \frac{1}{\text{m}}$$

**Yhtälön 4.23 muokkaus:**

$$\left( 10 \times 10^{-6} \text{ in} \right) = 2.54 \times 10^{-7} \text{ m}$$

**Yhtälön 4.24 muokkaus:**

$$2 \cdot 10^{-8} \frac{\text{lbf} \cdot \text{min}}{\text{in}^2} = 8.274 \times 10^{-3} \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

**Yhtälön 4.25 muokkaus:**

Fahrenheitista Celsiukseen:

$$^{\circ}\text{F} = 1.8^{\circ}\text{C} + 32 \quad \text{joten } 40 \text{ asteen muutokseksi saadaan: } 1.8 \cdot 40 = 72$$

**Yhtälön 4.26 muokkaus**

$$0.008 \left( \frac{\text{gal}}{\text{min}} \right)^{-1} = 126.803 \frac{\text{s}}{\text{m}^3}$$



## LIITE 2 EXCEL-MALLI NSCW-11 YHTÄLÖISTÄ

Excel-malli on ladattavissa osoitteesta:

[http://www.promaint.net/tietopankki/opinnaytetyot\\_vaitoskirjat/hydraulisynterinin\\_elinaika](http://www.promaint.net/tietopankki/opinnaytetyot_vaitoskirjat/hydraulisynterinin_elinaika)



The screenshot shows the Promaint website interface. At the top, there is a logo for 'promaint PRODUCTION & MAINTENANCE'. To the right of the logo are links for 'Palaute', 'Sivukartta', and a 'Kirjaudu sisään' button. Below these is a search bar with a 'Hae' button. A dark blue navigation bar contains links: 'Yhdistys', 'Jäsenyys', 'Lehti', 'Koulutus', 'Tapahtumakalenteri', 'Kauppa', 'Osto-opas', and 'Yhteystiedot'. Below the navigation bar, on the left, is the 'Etusivu' section with the 'promaint.net' logo and contact information: 'Messuaukio 1, 00520 HELSINKI', 'toimisto(at)kunnossapito.fi', and 'Käyttöehdot'. On the right, a white notification banner with a red '+' icon contains the text: 'Hydraulisynterinin vikaantumistaajuuden laskeminen NSCW-11-mallin avulla' and a link to 'NSWC11.xlsx'.

Näkymä excel-mallin alusta:

D	E	F
Sylinteri:		
Sinisellä pohjalla olevat suureet ovat sylinterikohtaisia ja niitä on tarkoitus muuttaa. Valkoisella pohjalla on eri vakioita eikä niitä tule muuttaa!		
Voitelukerroin (15400)	1,54E+04	
Muuntokerroin US-suureista SI-suureisiin (K2) (2,105E-08)	2,10E-08	
Muuntokerroin US-suureista SI-suureisiin (K1) ( 1,45E-04)	1,45E-04	
Pehmeämmän materiaalin myötöraja (N/mm <sup>2</sup> )	355	
Sylinteriin vaikuttava radiaalinen voima (N)	100	
Sylinteriputken ja männän kosketusalueen pituus (m)	0,03	
Sylinterin halkaisija (m)	0,041	
Männän halkaisija (m)	0,04	
Sylinteriputken Poissonin vakio	0,3	
Männän Poissonin vakio	0,3	
Sylinteriputken kimmokerroin (MPa)	2,10E+11	
Männän kimmokerroin (Mpa)	2,10E+11	
Kulumiskerroin	0,54	
Sylinteriin vaikuttava aksiaalinen voima (N)	1500	
Voitelukerroin 2 ( 1,77E+04 )	1,77E+04	
Muuntokerroin US-suureista SI-suureisiin (K21) ( 3,052E-12 )	3,05E-12	